

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE – QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO.

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PERFORADORA
DE SUELO PARA ANCLAJES DE DIÁMETRO 32 X 12000 mm DE LARGO
PARA LA ESTABILIZACIÓN DE TALUDES.**

AUTORES:

**ROBERTO CARLOS ARELLANO TITUAÑA.
PAÚL SEBASTIÁN LLUMIPANTA SANTILLÁN.**

DIRECTOR:

LUIS JUIÑA.

QUITO, ENERO DE 2014.

CERTIFICACIÓN

Certifico que bajo nuestra dirección, el presente proyecto de titulación fue realizado en su totalidad por los señores: ROBERTO CARLOS ARELLANO TITUAÑA Y PAÚL SEBASTIÁN LLUMIPANTA SANTILLÁN.

Ing. LUIS JUIÑA.

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, ROBERTO CARLOS ARELLANO TITUAÑA y PAÚL SEBASTIÁN LLUMIPANTA SANTILLÁN, declaramos bajo nuestro juramento que el trabajo desarrollado es de nuestra auditoría, que no ha sido previamente presentado para ninguna calificación profesional ya que todos los conceptos desarrollados, análisis realizados del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

A través de la presente cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa vigente.

Quito, Enero - 6 - 2014

(f)

Roberto Carlos Arellano Tituaña

(f)

Paúl Sebastián Llumipanta Santillán

DEDICATORIA

El presente trabajo dedicó a Dios, por haberme dado la vida y permitirme llegar hasta este momento importante de mi formación profesional. A mi madre Esperanza y a mi padre Gustavo que me supieron brindar su cariño, amor, paciencia en cada dificultad que se me presentó en el transcurso de este camino, teniendo siempre su apoyo incondicional; me han enseñado cada uno de los valores esenciales que una persona debe tener: el respeto, la humildad, la sencillez, y sobre todo la perseverancia para alcanzar los objetivos planteados y dando gracias a Dios por tenerlos junto a mi.

A mi hermana Mariela, quien me enseñó a poner empeño y luchar por las cosas que uno se plantea en la vida, que siempre está para escucharme, aconsejándome para ser mejor cada día. A todos mis hermanos y seres queridos que siempre han estado pendientes para culminar este proyecto.

A mi novia Anita que ha estado en los momentos difíciles de mi carrera, brindándome su amor, confianza, paciencia para alcanzar este sueño de ser un profesional.

Paúl Sebastián.

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por darnos la sabiduría y paciencia para conseguir nuestras metas y ser personas íntegras día a día.

A nuestra familias y seres queridos por ser la razón de alcanzar nuestros ideales.

A nuestra Institución la Universidad Politécnica Salesiana campus Kennedy, especialmente a la Facultad de Ingeniería Mecánica por acogernos en sus aulas y brindarnos una educación de excelencia.

A nuestros compañeros, amigos de carrera por darnos su apoyo para seguir con pasos firmes hacia los objetivos planteados.

A nuestro Director de tesis, el Ing. Luis Juiña, por todos sus conocimientos impartidos y el estímulo para culminar de la mejor manera este proyecto.

Y un agradecimiento especial a la empresa “GEOSUELOS” por confiar en nuestros conocimientos y auspiciar el diseño y la construcción de una perforadora de suelo para anclajes.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa “GEOSUELOS”, Cía. Ltda. Ubicada en la avenida Vasco de Contreras N38-147 y Granda Centeno en Quito - Ecuador provee servicios Geotécnicos y Mecánica de Suelos con una amplia gama de proyectos para el sector dedicado a la construcción en el país. Actualmente esta compañía tiene varios inconvenientes con la ejecución de sus proyectos, especialmente con los procesos de perforación y construcción de muros de anclaje, debido a que no existe un número suficiente de maquinaria que permita cubrir la demanda de trabajos establecido, generando el incumplimiento en los contratos de trabajo por el retraso en cada una de las obras.

El problema se genera al momento de realizar las perforaciones de forma horizontal o vertical con diámetros menores 178 mm, debido a que actualmente existe maquinaria que se encarga de realizar sondeos con mayor dimensión. La máquina que se va a diseñar y construir va a satisfacer la necesidad específica de perforaciones para anclaje tipo perno cuyo diámetro es igual a 78 mm y una profundidad de 12000 mm que en la actualidad la empresa auspiciante no puede cubrir.

El mercado nacional no cuenta con empresas que dispongan este tipo de maquinaria, con las condiciones necesarias para la perforación de forma horizontal o vertical con un desplazamiento en su misma base, y el costo de importación es muy elevado.

JUSTIFICACIÓN

Al momento en la Empresa GEOSUELOS es una necesidad básica la implementación de una perforadora deslizable en su misma base, pues es uno de los pilares fundamentales en el desarrollo de ejecución de sus proyectos.

Debido a esto se busca generar un sistema deslizable en su misma base, de modo que el mismo genere una optimización de procesos mediante un sistema rápido y eficaz, aplicando los conceptos de seguridad, calidad y productividad para evitar los tiempos muertos en las obras y sobretodo eliminar las esperas innecesarias.

El costo que representa el diseño y la construcción de la máquina con relación a materiales y mano de obra locales es considerablemente menor, frente al elevado costo de maquinaria importada de países desarrollados, considerando el tiempo de respuesta para hacer posible la decisión de emprender este proyecto.

ALCANCE

- Construcción de la máquina PERFORADORA DE SUELO con diámetro de 32 x 12000 mm para la estabilización de taludes tipo anclaje.
- Análisis del sistema hidráulico.
- Análisis y diseño de elementos necesarios que conforman la máquina.
- Seleccionar los materiales adecuados para la construcción de la máquina, tomando en cuenta su régimen de trabajo.
- Elaborar planos de conjunto, despiece y montaje de la máquina.

OBJETIVO GENERAL.

- Diseño y construcción de una máquina PERFORADORA DE SUELO para anclajes de diámetro 32 * 12000 mm de largo para estabilización de taludes.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Conocer los tipos de suelos.
- Determinar los factores que influyen en el cálculo y elección de elementos normalizados.
- Seleccionar los elementos hidráulicos para el movimiento horizontal y vertical de la máquina.
- Diseñar los elementos mecánicos y determinar los materiales necesarios para la construcción de la máquina.
- Elaborar planos de conjunto, despiece y montaje de la máquina.
- Comparar el costo de fabricación local con el valor de importación.

HIPÓTESIS GENERAL

La máquina perforadora tiene un alto índice de realizar la operación mecánica idéntica de manera rápida y simultánea.

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- 1.- Los aceros V155, AISI 1018, E 410 cumplen con las características técnicas para la construcción de la máquina.
- 2.- El grado de precisión de la perforadora, se obtiene con los ajustes y acabado superficial de los elementos que la constituyen.
- 3.- La máquina requiere un sistema hidráulico que permita el desplazamiento horizontal en su misma base, complementado con la velocidad y presión apropiada de la bomba para realizar la operación.

RESUMEN

El desarrollo del presente proyecto tiene como objetivo cubrir la necesidad de la empresa GEOSUELOS para tener la suficiente maquinaria de perforación de suelos para anclajes, que permite cubrir la demanda de proyectos a desarrollarse, la máquina tiene el sistema de desplazamiento horizontal en su misma base.

Luego se realiza un análisis de alternativas en las cuales se presenta las diferentes características que tiene cada una de estas maquinarias mediante matrices de decisión.

Ya elegida la mejor alternativa se procede al diseño de la perforadora de suelos con el análisis y cálculo respectivo de cada componente mecánico, diseño de la estructura y diseño del sistema hidráulico.

Para la construcción de la máquina se incluyeron factores que permiten la elaboración correcta de planos de conjunto, planos de despiece de cada elemento para una ordenada construcción de estos, para lograr una precisión adecuada y optimización de tiempo en la realización de estos elementos y tener un ensamblaje correcto.

Finalmente se realizó un análisis de los costos directos e indirectos, considerando un análisis financiero para ver si es rentable o no esta inversión y a su vez en cuanto tiempo se recupera la misma.

SUMARY

The development of the present project has as goal to cover the necessity of GEOSUELOS COMPANY in order to get the sufficient drilling machinery of soils for anchors which allows covering the demand of projects in developing. This machine has the horizontal moving system on its base self.

Then an analysis of alternatives is performed on which we have different characteristics that have every one of these machines through decision matrices.

Already chosen the best alternative we precede in designing the soil driller with analysis and respective calculus of each mechanical part, structure design and hydraulic system.

Several factors were included in constructing this machine that allows the correct projection of assembly plans. Individual plans for each one in order to achieve an adequate precision and time optimizing for making these elements and have a correct assembly.

Finally direct and indirect cost analysis was made considering a financial study in order to set whether or not this profitable and how long it requires for recovering the investment.

INDICE

DECLARACIÓN.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO	V

CAPITULO I	Pag.
1. Estudio de suelos.....	1
1.1. Definición	1
1.3. Tipos de Suelos	1
1.2.1. Su Funcionalidad	1
1.2.1.1. Suelos arenosos	1
1.2.1.2. Suelos calizos	2
1.2.1.3. Suelos humíferos (tierra negra)	2
1.2.1.4. Suelos arcillosos	2
1.2.1.5. Suelos pedregosos	3
1.2.1.6. Suelos mixtos	3
1.3. Estructura del suelo	3
1.3.1. Importancia	3
1.3.3. Grados de Estructura del Suelo	4
1.3.3.1. Sin Estructura (0).....	4
1.3.3.1.1. Estructura de aglomerado	4
1.3.3.1.2. Estructura de grano simple	5
1.3.3.2. Estructura Débil (1)	5
1.3.3.3. Estructura Moderada (2)	5
1.3.3.4. Estructura Fuerte (3).....	5
CAPITULO II	
2. Sondeos geotécnicos	6
2.1. Introducción	6
2.2. Tipos de sondeos	6
2.2.1. Sondeos a percusión	7
2.2.2. Sondeos a rotación	7
2.2.2.1. Generalidades	7
2.2.2.2. Tipos	8
2.2.2.2.1. Perforación con hélice	8
2.2.2.2.1.1. Con cabeza helicoidal exclusivamente	8
2.2.2.2.1.2. Con barrena continua: normal o hueca	8
2.2.2.2.2. Perforación a rotación con corona y obtención de testigo	9
2.2.2.2.2.1. Widia	9
2.2.2.2.2.2. Diamante	10
2.3. Sistema “Rotary”	10
2.4. Anclajes	12
2.4.1. Introducción	12

2.4.2. Clasificación de los anclajes	14
2.4.2.1. Clasificación de los anclajes en función del tiempo de servicio	14
2.4.2.1.1. Anclajes provisionales	14
2.4.2.1.2. Anclajes permanentes	14
2.4.2.2. Clasificación de los anclajes según su forma de trabajar	14
2.4.2.2.1. Anclajes pasivos	14
2.4.2.2.2. Anclajes activos	15
2.5. Máquinas de perforación	15
2.5.1. Introducción	15
2.5.2. Selección de la Maquinaria	15
2.5.3. Tipos de maquinaria	16
2.5.3.1. Máquinas de corredera corta	16
2.5.3.2. Máquinas de corredera larga	17
2.5.3.3. Máquinas de cabezal pasante	18
2.5.3.4. Máquinas de cabezal no pasante	19
2.6. Sistemas de perforación	19
2.6.1. Perforación sin extracción de testigos	19
2.7. Planteamiento y análisis de alternativas	21
2.7.1. Parámetros de selección	21
2.7.1.1. Construcción	21
2.7.1.2. Costo	21
2.7.1.3. Durabilidad	21
2.7.1.4. Eficiencia	21
2.7.1.5. Estabilidad	21
2.7.1.6. Maniobrabilidad	22
2.7.1.7. Mantenimiento y montaje	22
2.7.1.8. Precisión	22
2.7.2. Evaluación de los criterios para la selección	22

CAPITULO III

3. Sistema mecánico	25
3.1. Cálculo de torque de la herramienta de perforación	25
3.1.1. Fuerza de empuje	26
3.1.2. Cálculo de fuerza tangencial ocasionada por la herramienta de corte ..	27
3.1.3. Torque	28
3.2. Motor de combustión interna	29
3.2.2. Selección de Motor	30
3.2.2.1. Cálculo de potencia requerida	30
3.2.2.2. Características del motor	30
3.2.2.3. Caja de velocidades	31
3.3 Diseño de tornillos de presión para ajuste de tubería	31
3.3.1. Selección del material	32
3.3.2. Determinación de un diámetro de prueba	33
3.3.3. Dimensiones de la rosca	35

3.3.4. Torque para ajustar el tornillo	35
3.3.5. Torque para aflojar el tornillo	36
3.3.6. Esfuerzo cortante nominal en torsión del cuerpo del tornillo	37
3.3.7. Esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo	37
3.3.8. Factor de seguridad	37
3.4. Dimensión del mandril	38
3.4.1. Geometría del mandril	38
3.4.2. Concentración de esfuerzos	39
3.4.3. Eje perforado.....	40
3.4.4. Cálculo de concentración de esfuerzos con agujero transversal	41
3.4.5. Cálculo del valor reducido del momento polar de inercia de área	43
3.4.6. Esfuerzo cortante nominal	44
3.4.7. Esfuerzo cortante máximo que se produce en el agujero transversal	44
3.4.8. Verificación del diámetro exterior del mandril (D)	44
3.4.9. Cálculo del segundo momento polar del área para una barra perforada..	45
3.4.10. Cálculo del esfuerzo cortante máximo en el mandril	45
3.4.11. Cálculo del diámetro exterior del mandril	46
3.4.12. Diseño de pernos para sujetar el mandril	47
3.4.12.1. Cálculo de la fuerza cortante total	49
3.4.12.2. Cálculo del diámetro de prueba	49
3.4.12.3. Cálculo del esfuerzo cortante	51
3.4.12.4. Cálculo del factor de seguridad	52
3.5. Diseño de porta vástago	54
3.5.1. Selección del material	54
3.5.2. Cálculo del diámetro donde se aloja el rodamiento (a)	55
3.5.3. Cálculo del diámetro considerando como un eje perforado	56
3.5.4. Cálculo del segundo momento polar del área para una barra perforada..	56
3.5.5. Cálculo del esfuerzo cortante máximo	56
3.5.6. Cálculo del diámetro exterior	57
3.5.7. Cálculo del diámetro donde se aloja el retenedor (b)	58
3.5.8. Determinación del siguiente escalón ©	59
3.5.9. Determinación del diámetro mayor (d)	59
3.5.10. Determinación del diámetro porta muelas. E	59
3.5.11. Roscado interno de la base porta vástago	59
3.5.12. Tipo de rosca: cuadrada	60
3.5.12.1. Datos de la rosca para la fabricación	60
3.6. Selección de material para mordazas de sujeción de tubería	60
3.6.2. Diseño de mordazas	61
3.6.2.1. Módulo de elasticidad	61
3.7. Diseño del vástago de la máquina	61
3.7.1. Selección del material	63
3.7.2. Propiedades del material	64
3.7.3. Cálculo del diámetro exterior con la ecuación del código ASME	65
3.7.4. Cálculo del factor de acción de columna	66

3.7.5. Cálculo del radio de giro	67
3.7.6. Tornillos de potencia	69
3.7.7. Rosca cuadrada del vástago	69
3.7.7.1. Diámetro de prueba con base en la resistencia al desgaste	69
3.7.7.2. Dimensiones de la rosca	72
3.7.7.3. Resistencia del núcleo	72
3.7.7.4. Resistencia del tornillo y tuerca	73
3.7.7.4.1. Esfuerzo axial	73
3.7.7.4.2. Esfuerzo cortante nominal	73
3.7.7.5. Resistencia a cortante de los filetes	74
3.7.7.5.1. Esfuerzo cortante transversal	74
3.7.7.5.2. Factor de seguridad de la tuerca a falla cortante	75
3.7.7.6. Auto aseguramiento del tornillo	75
3.7.8. Diseño de chavetas del vástago	77
3.7.8.1. Falla por cortante en chavetas	77
3.7.8.2. Selección del material	78
3.7.8.3. Dimensionamiento de las chavetas	78
3.7.8.4. Falla debida al esfuerzo de compresión o de apoyo de la chaveta ...	81
3.8. Engranajes cónicos	82
3.8.1. Relación de transmisión	83
3.8.2. Cálculo de ángulo de engranajes cónicos	85
3.8.2.1. Cálculo del diámetro de piñones	86
3.8.2.2. Cálculo del ancho de la cara (F)	87
3.8.2.3. Análisis por fatiga superficial	88
3.8.2.3.1. Cálculo por esfuerzo por contacto	88
3.8.2.3.2. Coeficiente elástico	88
3.8.2.3.3. Fuerza tangencial	89
3.8.2.3.4. Factor geométrico para resistencia o picadura	90
3.8.2.3.5. Factor de sobrecarga	90
3.8.2.3.6. Factor de dinámico	91
3.8.2.3.7. Factor de distribución de carga	93
3.8.2.3.8. Factor de tamaño para resistencia a picadura	93
3.8.2.3.9. Factor de coronamiento para resistencia a picadura	94
3.8.2.3.10. Resistencia al desgaste	95
3.8.2.3.10.1. Número de esfuerzo de contacto permisible	95
3.8.2.3.10.2. Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura	96
3.8.2.3.10.3. Factor de relación de dureza	97
3.8.2.3.10.4. Factor de seguridad por desgaste	97
3.8.2.3.10.5. Factor de temperatura	97
3.8.2.3.10.6. Factores de confiabilidad	97
3.8.2.3.10.7. Factor de Seguridad por desgaste de la rueda	98
3.8.2.3.11. Desgaste del piñón	99
3.8.2.3.11.1. Cálculo de esfuerzo por contacto	99
3.8.2.3.11.2. Factor de seguridad por desgaste del piñón	99

3.8.2.3.12. Análisis por flexión	100
3.8.2.3.12.1. Fuerza tangencial	100
3.8.2.3.12.2. Cálculo del ancho de la cara (F)	101
3.8.2.3.12.3. Factor de sobrecarga	102
3.8.2.3.12.4. Factor de dinámico	102
3.8.2.3.12.5. Factor de tamaño de resistencia a la flexión	104
3.8.2.3.12.6. Factor de distribución de carga	104
3.8.2.3.12.7. Factor de temperatura	105
3.8.2.3.12.8. Factor de confiabilidad	105
3.8.2.3.12.9. Resistencia a la flexión del engranaje	106
3.8.2.3.12.10. Número de esfuerzo de flexión	106
3.8.2.3.12.11. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión	107
3.8.2.3.12.12. Factor de seguridad por flexión	107
3.8.2.3.12.13. Factor de temperatura	107
3.8.2.3.12.14. Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión	107
3.8.2.3.12.15. Factor de seguridad por desgaste de la rueda	108
3.8.2.3.12.16. Factor de seguridad por desgaste del piñón	108
3.8.2.3.12.17. Resistencia a la flexión	108
3.8.2.3.12.18. Factor de seguridad por desgaste del piñón	109
3.9. Diseño de la camisa de bronce	109
3.9.1. Selección del material	109
3.9.2. Aplicaciones	110
3.9.3. Cálculo del diámetro donde se aloja el piñón cónico	110
3.9.4. Cálculo del ángulo de paso	111
3.9.5. Cálculo de las reacciones	112
3.9.6. Análisis estático	114
3.9.7. Análisis por fatiga	115
3.9.8. Propiedades del material	115
3.9.9. Factores que reducen la resistencia a la fatiga	115
3.9.9.1. Cálculo del factor de superficie	116
3.9.9.2. Cálculo del factor de tamaño	117
3.9.9.3. Cálculo del factor de confiabilidad	117
3.9.9.4. Cálculo del factor de temperatura	118
3.9.9.5. Cálculo del factor de efectos varios	118
3.9.9.6. Cálculo del factor de carga	118
3.9.10. Concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca	119
3.9.11. Diseño de chavetas para corona	122
3.9.11.1. Cálculo de fuerza cortante	123
3.9.11.2. Cálculo del esfuerzo	123
3.10. Rodamientos	124
3.10.1. Rodamientos rígidos de bolas	124
3.10.2. Rodamientos de bolas a rótula	125
3.10.3. Rodamientos de bolas con contacto angular	126
3.10.4. Carga axial	126

3.10.5. Carga radial	127
3.10.6. Selección de rodamientos	127
3.10.6.1. Rodamiento del apoyo B de la camisa de bronce	128
3.10.6.1.1. Carga Radial (R)	129
3.10.6.1.2. Factor de rotación (V)	130
3.10.6.1.3. Duración del diseño del rodamiento	130
3.10.6.1.4. Factores de velocidad y duración	131
3.10.6.1.5. La capacidad de carga C	131
3.10.6.2. Seleccionamiento de rodamiento apoyo A de camisa de bronce	132
3.10.6.2.1. Carga Radial R	134
3.10.6.2.2. Carga axial aplicada (Fa)	134
3.10.6.2.3. Factor de empuje (Y)	134
3.10.6.2.4. Factor radial (X)	134
3.10.6.2.5. Factor de rotación (V)	135
3.10.6.2.6. Carga equivalente (P)	135
3.10.6.2.7. Factores de velocidad y duración	135
3.10.6.2.8. La capacidad de carga C	136
3.10.6.2.9. Carga dinámica	137
3.10.6.2.10. Especificaciones y descripción de rodamientos (6215)	137
3.10.6.3. Rodamiento para porta vástago	138
3.10.6.3.1. Seleccionamiento de rodamiento porta vástago	138
3.10.6.3.2. Carga Radial (R)	138
3.10.6.3.3. Factor de rotación (V)	138
3.10.6.3.4. Duración del diseño del rodamiento	139
3.10.6.3.5. Factores de velocidad y duración	139
3.10.6.3.6. La capacidad de carga	140
3.10.6.3.7. Especificaciones y descripción de rodamientos (6214 A)	141
3.11. Transmisión por catarinas y cadenas de rodillos	141
3.11.1. Diseño de la transmisión por cadena	143
3.11.2. Número de dientes de catarina grande	145
3.11.3. Diámetro de catarina pequeña	145
3.11.4. Diámetro de catarina grande	145
3.11.5. Diseño entre centros	146
3.11.6. Cálculo de ángulo de contacto de catarina pequeña	147
3.11.7. Cálculo de ángulo de contacto de catarina grande	147
3.11.8. Selección de cadena	147
3.12. Eje principal	148
3.12.1. Fuerza tangencial	149
3.12.2. Fuerza radial	149
3.12.3. Fuerza axial	149
3.12.4. Fuerza sobre la rueda de la cadena	149
3.12.5. Diagramas de corte y diagramas de momentos	151
3.12.6. Selección de material	152
3.12.7. Alojamiento del rodamiento	152

3.12.7.1. Momento máximo	152
3.12.7.2. Análisis estático	153
3.12.7.2.1. Esfuerzo a cortante	153
3.12.7.2.2. Esfuerzo a flexión	153
3.12.8. Factor de seguridad	154
3.12.9. Análisis por fatiga	154
3.12.9.1. Propiedades del material	154
3.12.9.2. Factores que reducen la resistencia a la fatiga	155
3.12.9.2.1. Cálculo del factor de superficie	155
3.12.9.2.2. Cálculo del factor del tamaño	156
3.12.9.2.3. Cálculo del factor de confiabilidad	156
3.12.9.2.4. Cálculo del factor de temperatura	157
3.12.9.2.5. Cálculo del factor de efectos varios	157
3.12.9.2.6. Cálculo del factor de carga	157
3.12.10. Concentración de esfuerzos	157
3.12.11. Diámetro del piñón cónico	160
3.12.11.1. Análisis Estático	160
3.12.11.1.1. Esfuerzo a cortante	160
3.12.11.1.2. Esfuerzo a flexión	160
3.12.11.1.3. Factor de seguridad	161
3.12.11.2. Análisis por fatiga	161
3.12.11.2.1. Propiedades del material	161
3.12.11.2.2. Factores que reducen la resistencia a la fatiga	162
3.12.11.2.2.1. Cálculo del factor de superficie	162
3.12.11.2.2.2. Cálculo del factor de tamaño	163
3.12.11.2.2.3. Cálculo del factor de confiabilidad	164
3.12.11.2.2.4. Cálculo del factor de temperatura	164
3.12.11.2.2.5. Cálculo del factor de efectos varios	164
3.12.11.2.2.6. Cálculo del factor de carga	164
3.12.11.2.3. Concentración de esfuerzos	165
3.12.12. Diámetro de catarina	168
3.12.12.1. Análisis Estático	168
3.12.12.1.1. Esfuerzo a cortante	168
3.12.12.1.2. Esfuerzo a flexión	168
3.12.12.1.3. Factor de seguridad	169
3.12.12.2. Análisis por fatiga	169
3.12.12.2.1. Propiedades del material	169
3.12.12.2.2. Factores que reducen la resistencia a la fatiga	169
3.12.12.2.2.1. Cálculo del factor de superficie	170
3.12.12.2.2.2. Cálculo del factor de tamaño	171
3.12.12.2.2.3. Cálculo del factor de confiabilidad	171
3.12.12.2.2.4. Cálculo del factor de temperatura	171
3.12.12.2.2.5. Cálculo del factor de efectos varios	172
3.12.12.2.2.6. Cálculo del factor de carga	172

3.12.12.2.3. Concentración de esfuerzos	172
3.12.13. Seleccionamiento rodamiento del apoyo B del eje principal	175
3.12.13.1. Carga Radial (R)	176
3.12.13.2. Factor de rotación (V)	176
3.12.13.3. Duración del diseño del rodamiento	177
3.12.13.4. Factores de velocidad y duración	177
3.12.13.5. La capacidad de carga C	178
3.12.14. Seleccionamiento de rodamiento del apoyo A del eje principal	179
3.12.14.1. Carga Radial (R)	180
3.12.14.2. Carga axial aplicada (Fa)	180
3.12.14.3. Factor de empuje (Y)	180
3.12.14.4. Factor radial (X)	181
3.12.14.5. Factor de rotación (V)	181
3.12.14.6. Carga equivalente	181
3.12.14.7. Factores de velocidad y duración	181
3.12.14.8. La capacidad de carga (C)	182
3.12.14.9. Carga dinámica	183
3.12.14.10. Especificaciones y descripción de rodamientos (6309)	183
3.12.15. Diseño de chavetas para eje principal	184
3.12.15.1. Cálculo de fuerza cortante	184
3.12.15.2. Esfuerzo	185
3.13. Cálculo de pernos de sujeción de cabezal	185
3.13.1. Carga excéntrica	186
3.13.2. Triángulo de fuerzas	186
3.13.3. Momento Pe	187
3.13.4. Carga de tracción externa	188
3.13.5. Corte Directo de cada tornillo	188
3.13.6. Carga cortante primaria	188
3.13.7. Cálculo de área de perno	190
3.13.8. Factor de seguridad	191
3.14. Cálculo de porta cilindros	192
3.14.1. Cálculo de flexión del porta cilindros	193
3.14.2. Comprobación mediante software Autodesk inventor	194
3.14.3. Seleccionamiento de rodamiento porta vástago	196
3.14.3.1. Carga Radial (R)	196
3.14.3.2. Factor de rotación (V)	196
3.14.3.3. Duración del diseño del rodamiento	196
3.14.3.4. Factores de velocidad y duración	197
3.14.3.5. La capacidad de carga (C)	198
3.14.4. Cálculo de pernos de sujeción de caja porta eje	199
3.14.4.1. Carga excéntrica	199
3.14.4.2. Triángulo de fuerzas	200
3.14.4.3. Momento Pe	200
3.14.4.4. Carga de tracción extrema	201

3.14.4.5. Corte directo de los pernos	201
3.14.4.6. Carga cortante primaria	201
3.14.4.7. Cálculo de área de perno	203
3.14.4.8. Factor de seguridad	204
3.15. Diseño de la estructura de la máquina	204
3.15.1. Materiales	205
3.15.2. Diseño para resistir la flexión	205
3.15.3. Perfiles estructurales de acero	206
3.15.4. Ángulo de acero (perfiles en “L”)	206
3.15.5. Canales (perfiles en “C”)	207
3.15.6. Tipos de juntas	208
3.15.7. Tipos de soldaduras	208
3.15.8. Diseño de la estructura	209
3.15.8.1. Cálculo de vigas de estructura móvil	209
3.15.8.2. Análisis mediante software en Autodesk Inventor	214
3.15.8.3. Diseño de viga para estructura fija	206
3.15.8.4. Comprobación mediante software en Autodesk Inventor	219
3.15.8.5. Diseño de soldadura para unión de los perfiles	221
3.15.8.6. Resistencia del metal de aporte	222
3.15.8.7. Resistencia a la unión	223
3.15.8.8. Diseño de cabezal	225
3.15.8.9. Diseño de caja porta eje	226
3.15.8.10. Placa Porta Cabezal	227
3.15.8.11. Tapas porta retenedores del cabezal y porta cilindros	228
3.15.8.12. Tapa porta rodamiento y retenedor de caja porta eje	229

CAPITULO IV

4. Sistema hidráulico	230
4.1. Características especiales que destacan a la Hidráulica	230
4.2. Componentes de un sistema hidráulico	231
4.2.1. Bomba hidráulica	231
4.2.2. Bombas de Engranajes	231
4.2.3. Tanque hidráulico	232
4.2.3.1.3. Tuberías de suministro y retorno	233
4.2.3.1.4. Drenaje	233
4.2.3.1.5. Filtro	233
4.2.4. Manómetro	233
4.2.5. Red de distribución	233
4.2.6. Mangueras hidráulicas	234
4.2.7. Acopladores de cilindro y manguera	235
4.2.8. Cilindros hidráulicos	235
4.2.9. Fluidos de Potencia	236
4.2.10. Enfriamiento	236
4.2.12. Elementos de regulación y control	237

4.3. Diseño del sistema hidráulico horizontal y vertical	237
4.3.1. Presión de trabajo	237
4.3.2. Cálculo de diámetro de pistón para desplazamiento horizontal	237
4.3.2.1. Carga a desplazar	238
4.3.2.2. Cálculo del área del cilindro hidráulico	238
4.3.2.3. Caudal requerido (Q)	240
4.3.2.4. Caudal de avance del vástago para desplazamiento horizontal	240
4.3.2.5. Caudal de retroceso del vástago para desplazamiento horizontal.....	241
4.3.2.6. Cálculo de diámetro de pistón para desplazamiento vertical	241
4.3.2.7. Cálculo del área del cilindro hidráulico	242
4.3.2.8. Caudal requerido (Q)	244
4.3.2.9. Caudal de avance del vástago para desplazamiento vertical	244
4.3.2.10. Caudal de retroceso del vástago para desplazamiento vertical	245
4.3.3. Pérdidas de presión de los accesorios del sistema hidráulico.....	245
4.3.4. Válvula direccional	246
4.3.5. Reguladora de caudal	246
4.3.6. Cálculo de la presión de la válvula de alivio (Reguladora de presión) ..	247
4.3.7. Selección de válvula de caudal	248
4.3.8. Válvulas distribuidoras	249
4.3.9. Selección de mangueras hidráulicas	251
4.3.10. Selección de mangueras para línea de succión	251
4.3.11. Selección de mangueras para línea de presión	252
4.3.12. Selección de mangueras para línea de retorno	253
4.3.13. Cálculo de pérdidas de las mangueras hidráulicas seleccionadas	254
4.3.13.1. Longitud total de mangueras	254
4.3.13.2. Cálculo de número de Reynolds del sistema hidráulico	255
4.3.13.3. Pérdidas de presión total del sistema	255
4.3.13.4. Flujo laminar	256
4.3.14. Selección de bomba hidráulica	257
4.3.15. Cálculo de cilindrada de bomba hidráulica	257
4.4. Tanque hidráulico	258
4.4.1. Diseño del tanque	259
4.4.2. Construcción del tanque	259
4.4.3. Superficie mojada (S)	260
4.4.4. Cálculo de espesor de pared del depósito hidráulico	261
4.4.5. Espesor de la placa del fondo	263
4.4.6. Distribución de fuerzas producidas por el aceite	263
4.4.7. Cálculo de fuerza ejercida por el líquido	263
4.4.8. Cálculo de reacciones	264
4.4.9. Selección de Filtro	265
4.4.10. Selección de manómetros	266
4.11 Diagrama hidráulico	268

CAPITULO V

5.1 Introducción	269
5.2 Análisis de costos directos	269
5.2.1. Costo de materiales	269
5.2.2. Materiales directos normalizados	271
5.2.3. Mano de obra directa	272
5.3. Costo de maquinado	273
5.4. Costo de montaje	274
5.5. Costos administrativos	274
5.6. Costos total indirectos	274
5.7 Costo total de la máquina	275
5.8. Análisis financiero	276
5.8.1. Cálculo del punto de equilibrio	276
5.8.2. Cálculo de la tasa interna de retorno	277
5.8.3. Cálculo del valor actual neto	277
5.8.4. Costo de perforación por metro	277
5.8.5. Conclusión	279

CAPITULO VI

Conclusiones	280
Recomendaciones	281
Manual de Operación	282
Manual de Mantenimiento	284
Glosario	285
Bibliografía	293

ANEXOS

ANEXO A: CARACTERISTICAS DE MOTOR A COMBUSTIÓN INTERNA

ANEXO B: PROPIEDADES DE ACERO 4340

ANEXO C: REMUNERACIÓN MÍNIMA SECTORIAL

ANEXO D: PROFORMA.

ANEXO E: PLANO GENERAL.

ANEXO F: DESPIECE.

ANEXO G: PROTOCOLO DE PRUEBAS

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO I		Pag.
Figura 1.1	Representación de suelo.....	1
Figura 1.2	Suelos calizos.....	2
Figura 1.3	Representación de suelos arcillosos.....	3
Figura 1.4	Estructuras del suelo.....	4
 CAPITULO II		
Figura 2.1	Barrenas helicoidales.....	9
Figura 2.2 (a)	Detalle de una corona de widia.....	9
Figura 2.2 (b)	Detalle de coronas de diamante de concreción.....	10
Figura 2.3	Tipos de tricono.....	11
Figura 2.4	Diferentes aplicaciones de los anclajes.....	13
Figura 2.5	Muro anclado	13
Figura 2.6	Máquinas de perforación.....	16
Figura 2.7	Máquinas de corredera corta.....	17
Figura 2.8	Máquinas de corredera larga.....	18
Figura 2.9	Máquinas de cabezal pasante.....	18
Figura 2.10	Máquinas de cabezal no pasante	19
Figura 2.11	Perforación sin extracción de testigo.....	20
 CAPITULO III		
Figura 3.1	Barreno helicoidal con cuchilla de corte.....	25
Figura 3.2	Fuerzas que intervienen en la herramienta de corte.....	28
Figura 3.3	Motor de combustión interna	29
Figura 3.4	Caja de Cambios	31
Figura 3.5	Dado Hexagonal	32
Figura 3.6	Dimensión del mandril	38
Figura 3.7	Geometría del mandril	39
Figura 3.8	Concentración de esfuerzos	39
Figura 3.9	Barra circular hueca	40
Figura 3.10	Eje hueco con agujero transversal	41
Figura 3.11	Representación de tipos de pernos	47
Figura 3.12	Distribución de las fuerzas en cada perno	48
Figura 3.13	Porta vástago	54
Figura 3.14	Diámetro para Retenedor	58
Figura 3.15	Rosca cuadrada interior	59
Figura 3.16	Mordazas de sujeción	61
Figura 3.17	Vástago	63
Figura 3.18	Rosca cuadrada	69
Figura 3.19	Partes de una rosca cuadrada	75

Figura 3.20	Ángulos de rosca	76
Figura 3.21	Diagrama de cuerpo libre	77
Figura 3.22	Representación gráfica de conexión cono – corona y ángulos ..	82
Figura 3.23	Relación de transmisión	83
Figura 3.24	Bronce Perforado	109
Figura 3.25	Diagrama de Cuerpo Libre	110
Figura 3.26	Diagramas de Cuerpo libre de reacciones	112
Figura 3.27	Diagrama de Corte y Diagrama de Momento en Y	113
Figura 3.28	Diagrama de Corte y Diagrama de Momento en X	113
Figura 3.29	Factor de superficie $K_{(a)}$	116
Figura 3.30	Rodamientos	125
Figura 3.31	Rodamientos a rotula	125
Figura 3.32	Rodamientos de bola a contacto angular	126
Figura 3.33	Fuerzas que actúan en los rodamientos	127
Figura 3.34	Fuerza radial	129
Figura 3.35	Descripción del rodamiento B	129
Figura 3.36	Fuerza radial y Fuerza axial	133
Figura 3.37	Descripción de rodamiento A	133
Figura 3.38	Transmisión de potencia por medio de catarinas	141
Figura 3.39	Tipos de cadenas	142
Figura 3.40	Dimensiones de catarinas	143
Figura 3.41	Eje principal	148
Figura 3.42	Fuerzas que actúan en el eje	148
Figura 3.43	Diagramas de corte y momento en Y	151
Figura 3.44	Diagramas de cuerpo libre	151
Figura 3.45	Diagrama de corte y momento en X	152
Figura 3.46	Factor de superficie $K_{(a)}$	155
Figura 3.47	Factor de superficie $K_{(a)}$	163
Figura 3.48	Factor de superficie $K_{(a)}$	170
Figura 3.49	Fuerza radial	175
Figura 3.50	Descripción del rodamiento B	176
Figura 3.51	Fuerza radial y Fuerza axial	179
Figura 3.52	Descripción de rodamiento A	180
Figura 3.53	Caja porta eje	185
Figura 3.54	Cargas excéntricas	186
Figura 3.55	Triángulo de fuerzas	187
Figura 3.56	Fuerzas aplicadas	195
Figura 3.57	Desplazamiento vertical	195
Figura 3.58	Factor de seguridad	195
Figura 3.59	Pernos para caja porta eje	199
Figura 3.60	Cargas excéntricas	199
Figura 3.61	Carga excéntrica P	200

Figura 3.62	Perfiles "L"	206
Figura 3.63	Perfiles "C"	207
Figura 3.64	Tipo de Juntas	208
Figura 3.65	Tipo de soldaduras	209
Figura 3.66	Deflexión de viga	210
Figura 3.67	Vigas indeterminadas	210
Figura 3.68	Base móvil	214
Figura 3.69	Desplazamiento vertical	214
Figura 3.70	Coeficiente de seguridad	215
Figura 3.71	Vigas indeterminadas	216
Figura 3.72	Cargas aplicadas en base móvil	219
Figura 3.73	Desplazamiento	220
Figura 3.74	Coeficiente de seguridad	220
Figura 3.75	Cabezal	226
Figura 3.76	Caja Porta Eje Principal	227
Figura 3.77	Rodela Porta Cabezal	228
Figura 3.78	Tapa de retenedores	228
Figura 3.79	Tapa porta Rodamiento	229

CAPITULO IV

Figura 4.1	Bombas hidráulicas	231
Figura 4.2	Bombas hidráulicas de engranajes	232
Figura 4.3	Tanque hidráulico	232
Figura 4.4	Mangueras Hidráulicas	234
Figura 4.5	Acopladores	235
Figura 4.6	Cilindro de doble efecto	235
Figura 4.7	Pérdidas de presión de válvula direccional	246
Figura 4.8	Pérdidas de presión	247
Figura 4.9	Válvula de presión	248
Figura 4.10	Válvula reguladora de caudal	249
Figura 4.11	Válvula distribuidora	249
Figura 4.12	Válvula distribuidora.....	250
Figura 4.13	Bomba hidráulica	258
Figura 4.14	Tanque hidráulico	260
Figura 4.15	Relación entre a longitud y altura	262
Figura 4.16	Fuerza frio liquido	263
Figura 4.17	Fuerza frio liquido	263
Figura 4.18	Reacciones que actúan en el tanque	264
Figura 4.19	Filtro hidráulico	265
Figura 4.20	Manómetros de glicerina	267
Figura 4.21	Diagrama Hidráulico	268

INDICE DE TABLAS

CAPITULO II		Pag.
Tabla 2.1	Tipos de sondeos.....	7
Tabla 2.2	Cuadro comparativo de alternativas	23
Tabla 2.3	Cuadro comparativo de alternativas	23
Tabla 2.4	Cuadro total de alternativas	24
 CAPITULO III		
Tabla 3.1	Sondeos realizados	26
Tabla 3.2	Propiedades de Acero 4340	33
Tabla 3.3	Dimensión de roscas bastas (UNC) y (UNF).....	34
Tabla 3.4	Factores aproximados de concentración de esfuerzos.....	43
Tabla 3.5	Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.....	50
Tabla 3.6	Dimensión de roscas bastas (UNC) y (UNF)	51
Tabla 3.7	Datos de la rosca.....	60
Tabla 3.8	Propiedades de acero AISI 01.....	60
Tabla 3.9	Propiedades de AISI 1518.....	64
Tabla 3.10	Factores combinados de choque y fatiga.....	68
Tabla 3.11	Dimensiones de roscas cuadradas y Acme.....	71
Tabla 3.12	Coefficientes W_i y W_o para roscas estándar.....	74
Tabla 3.13	Propiedades de Acero 1045.....	78
Tabla 3.14	Dimensión en pulgadas de cuñas cuadradas y rectangulares.....	79
Tabla 3.15	Coefficiente elástico.....	89
Tabla 3.16	Factor geométrico para resistencia o picadura.....	90
Tabla 3.17	Factor de sobrecarga.....	91
Tabla 3.18	Factor de distribución de carga.....	93
Tabla 3.19	Factor de coronamiento para resistencia a picadura.....	94
Tabla 3.20	Número de esfuerzo de contacto permisible.....	96
Tabla 3.21	Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura.....	96
Tabla 3.22	Factores de confiabilidad.....	98
Tabla 3.23	Factor de sobrecarga.....	102
Tabla 3.24	Factor de distribución de carga.....	104
Tabla 3.25	Factores de confiabilidad.....	105
Tabla 3.26	Factor de sobrecarga.....	106
Tabla 3.27	Factor de confiabilidad.....	107
Tabla 3.28	Propiedades de bronce Fosfórico.....	110
Tabla 3.29	Factor de tamaño K_b	117
Tabla 3.30	Factor de confiabilidad K_c	117
Tabla 3.31	Elemento circular.....	120
Tabla 3.32	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros ..	120

Tabla 3.33	Factor teórico de concentración de esfuerzos.....	121
Tabla 3.34	Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje.....	122
Tabla 3.35	Factor de rotación.....	130
Tabla 3.36	Duración del rodamiento.....	130
Tabla 3.37	Factor de velocidad y duración.....	131
Tabla 3.38	Nomenclatura de rodamientos	32
Tabla 3.39	Factor de carga radial y empuje de rodamientos de una hilera.....	134
Tabla 3.40	Factor de rotación.....	135
Tabla 3.41	Factores de velocidad y duración.....	136
Tabla 3.42	Nomenclatura de rodamientos.....	137
Tabla 3.43	Factor de rotación.....	138
Tabla 3.44	Duración del diseño del rodamiento.....	139
Tabla 3.45	Factores de velocidad y duración.....	140
Tabla 3.46	Nomenclatura de rodamientos	140
Tabla 3.47	Factor de servicio por transmisión de cadenas.....	144
Tabla 3.48	Factor de servicio por transmisión de cadenas	144
Tabla 3.49	Factor de tamaño	156
Tabla 3.50	Factor de confiabilidad	156
Tabla 3.51	Constante de Neuber para aceros.....	158
Tabla 3.52	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros..	158
Tabla 3.53	Factor de tamaño	163
Tabla 3.54	Factor de confiabilidad Kc.....	164
Tabla 3.55	Constante de Neuber para aceros	165
Tabla 3.56	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros..	166
Tabla 3.57	Factor teórico de concentración de esfuerzos.....	166
Tabla 3.58	Factor de tamaño	171
Tabla 3.59	Factor de confiabilidad Kc.....	171
Tabla 3.60	Constante de Neuber para aceros	173
Tabla 3.61	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros..	173
Tabla 3.62	Factor teórico de concentración de esfuerzos.....	174
Tabla 3.63	Factor de rotación.....	176
Tabla 3.64	Duración del diseño del rodamiento.....	177
Tabla 3.65	Factores de velocidad y duración.....	178
Tabla 3.66	Nomenclatura de rodamientos.....	178
Tabla 3.67	Factor de carga radial y empuje de rodamientos de una hilera.....	180
Tabla 3.68	Factor de rotación.....	181
Tabla 3.69	Factor de velocidad y duración.....	182
Tabla 3.70	Nomenclatura de rodamiento.....	183
Tabla 3.71	Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje.....	184
Tabla 3.72	Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.....	189
Tabla 3.73	Dimensión de roscas bastas (UNC) y (UNF)	191
Tabla 3.74	Módulo de Elasticidad.....	193

Tabla 3.75	Resultados obtenidos.....	195
Tabla 3.76	Factor de rotación.....	196
Tabla 3.77	Duración del diseño del rodamiento.....	197
Tabla 3.78	Factor de velocidad y duración.....	197
Tabla 3.79	Nomenclatura de rodamiento.....	198
Tabla 3.80	Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.....	202
Tabla 3.81	Dimensión de roscas bastas (UNC) y (UNF)	203
Tabla 3.82	Módulo de Elasticidad.....	213
Tabla 3.83	Resultados Finales.....	215
Tabla 3.84	Resultado Finales.....	221
Tabla 3.85	Carga permisible de soldadura	222
Tabla 3.86	Esfuerzos permisibles para metal de aporte.....	224

CAPITULO IV

Tabla 4.1	Presiones de trabajo.....	237
Tabla 4.2	Peso total de la máquina.....	238
Tabla 4.3	Cilindro hidráulico horizontal.....	239
Tabla 4.4	Cilindro hidráulico vertical.....	243
Tabla 4.5	Velocidad recomienda para un fluido en mangueras flexibles.....	251
Tabla 4.6	Manguera metálica.....	252
Tabla 4.7	Manguera flexible de presión.....	253
Tabla 4.8	Manguera flexible de retorno.....	255

CAPITULO V

Tabla 5.1	Materiales directos.....	270
Tabla 5.2	Materiales directos (Estructura).....	270
Tabla 5.3	Materiales Directos Normalizados.....	271
Tabla 5.4	Accesorios Hidráulicos.....	271
Tabla 5.5	Mano de obra.....	272
Tabla 5.6	Costo/hora.....	272
Tabla 5.7	Costo de Maquinado.....	273
Tabla 5.8	Montaje de Máquina.....	273
Tabla 5.9	Costo de Ingeniería.....	274
Tabla 5.10	Costo Indirecto.....	274
Tabla 5.11	Costo Total.....	275
Tabla 5.12	Análisis financiero.....	278

CAPITULO I

1. ESTUDIO DE SUELOS.

1.1. Definición del suelo.

Es la capa más superficial de la corteza terrestre, que resulta de la descomposición de las rocas por los cambios bruscos de temperatura y por la acción del agua, del viento y de los seres vivos como se muestra en la figura 1.1.



Figura 1.1: Representación de suelo.

Fuente: http://www.uclm.es/users/higueras/mga/Tema03/Tema_03_Suelos_3_1.htm

Son muchos los procesos que pueden contribuir a crear un suelo particular, algunos de estos son la deposición eólica, sedimentación en cursos de agua, meteorización, y deposición de material orgánico.

1.2. Tipos de suelos.

Los suelos se clasifican según:

1.2.1. Su funcionalidad.

1.2.1.1. Suelos arenosos.

No retienen el agua, tienen muy poca materia orgánica y no son aptos para la agricultura, ya que por eso son tan coherentes.

1.2.1.2. Suelos calizos.

Tienen abundancia de sales calcáreas, son de color blanco, seco y árido, no son buenos para la agricultura tal como se muestra en la fig. 1.2.



Figura 1.2: Suelos calizos.

Fuente:<http://www.slideshare.net/patiadrian/suelos-y-tipos-de-suelos-presentation>.

1.2.1.3. Suelos humíferos (tierra negra).

Tienen abundante materia orgánica en descomposición, de color oscuro, retienen bien el agua y son excelentes para el cultivo.

1.2.1.4. Suelos arcillosos.

Están formados por granos finos de color amarillento y retienen el agua formando charcos. Si se mezclan con humus pueden ser buenos para cultivar. Ver figura 1.3.

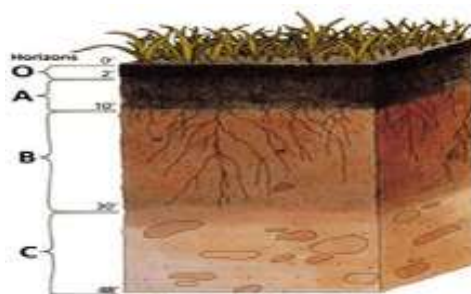


Figura 1.3: Representación de suelos arcillosos.

Fuente: <http://huertagro11.blogspot.com/2011/08/tipos-de-suelos.html>.

1.2.1.5. Suelos pedregosos.

Formados por rocas de todos los tamaños, no retienen el agua y no son buenos para el cultivo.

1.2.1.6. Suelos mixtos.

Tiene características intermedias entre los suelos arenosos y los suelos arcillosos.

1.3. Estructuras de suelo.

1.3.1. Importancia.

La estructura del suelo es la forma en que se agrupan las partículas individuales de arena, limo y arcilla. Cuando las partículas individuales se agrupan, toman el aspecto de partículas mayores y se denominan agregados.

La agregación del suelo puede asumir diferentes modalidades, lo que da por resultado distintas estructuras de suelo. La circulación del agua en el suelo varía notablemente de acuerdo con la estructura; se podrá decir si la estructura del suelo es mala o buena (poros/canales capilares, red, etc.). Como muestra la figura 1.4.

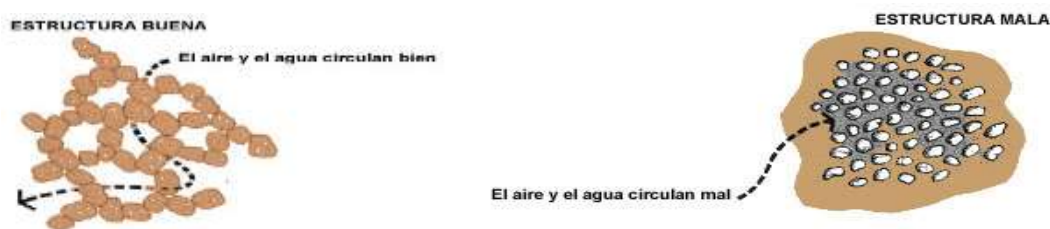


Figura 1.4: Estructuras del suelo.

Fuente: ftp://ftp.fao.org/fi/CDrom/FAO_Training/FAO_Training/General/.htm.

1.3.2. Grados de estructura del suelo¹.

El grado de estructura es la intensidad de agregación y expresa la diferencia entre la cohesión dentro de los agregados y la adhesividad entre ellos. Debido a que estas propiedades varían según el contenido de humedad del suelo, el grado de estructura debe determinarse cuando el suelo no esté exageradamente húmedo o seco.

Existen cuatro grados fundamentales de estructura que se califican entre 0 y 3, de la manera siguiente:

1.3.2.1. Sin estructura (0).

Condición en la que no existen partículas visibles o bien no hay un ordenamiento natural de líneas de debilidad, tales como:

1.3.2.1.1. Estructura de aglomerado.

(Coherente) donde todo el horizonte del suelo aparece cementado en una gran masa.

¹ <http://edafologia.fcien.edu.uy/archivos/Practico%204.pdf>.

1.3.2.1.2. Estructura de grano simple.

(Sin coherencia) donde las partículas individuales del suelo no muestran tendencia a agruparse, como la arena pura.

1.3.2.2. Estructura débil (1).

Está deficientemente formada por partículas indistintas apenas visibles. Cuando se extrae del perfil, los materiales se rompen dando lugar a una mezcla de escasos agregados intactos, muchos quebrados y mucho material no agregado.

1.3.2.3. Estructura moderada (2).

Se caracteriza por agregados bien formados y diferenciados de duración moderada, y evidentes aunque indistintos en suelos no alterados. Cuando se extrae del perfil, el material edáfico se rompe en una mezcla de varios agregados enteros distintos, algunos rotos y poco material no agregado.

1.3.2.4. Estructura fuerte (3).

Se caracteriza por agregados bien formados y diferenciados que son duraderos y evidentes en suelos no alterados. Cuando se extrae del perfil, el material edáfico está integrado principalmente por agregados enteros e incluye algunos quebrados y poco o ningún material no agregado.

CAPITULO II

2. SONDEOS GEOTÉCNICOS.

2.1. Introducción.

Se entiende por sondeo, una perforación de un diámetro determinado que permite reconocer la naturaleza y localización de las diferentes capas del terreno, así como extraer muestras del mismo, como también para la estabilización de taludes mediante anclajes.

El tipo de sondeo depende del fin que se persiga (investigación minera, de petróleo, explotación de agua, geotecnia, voladuras, etc.), por lo cual las herramientas y maquinaria utilizadas son diferentes en cada caso.

La clasificación de los sondeos puede basarse en el modo en que trabaja la herramienta básica de exploración del subsuelo, así se tiene dos grandes grupos:

- Si la herramienta va haciendo el agujero golpeando contra el fondo, se trata de un sondeo a percusión.
- Si la herramienta hace el agujero girando sobre el fondo, se trata de un sondeo a rotación.

2.2 Tipos de sondeos.

Mediante la tabla 2.1 se puede apreciar diferentes tipos de trabajo para realizar sondeos.

Modo de trabajo	Tipo de sondeo
Percusión	Manual
	Rotopercusión con martillo en cabeza
	Rotopercusión con martillo en fondo
	Hinca de tubos:
	- Método Canadiense: Con varillas macizas - Método Pensilvaniense: Con cable (bien con trepano o con cuchara)
Rotación	Manual
	Con granalla
	Con hélice
	Con batería y corona de <i>widia</i> o diamante
	Rotary Procedimientos especiales

Tabla 2.1: Tipos de sondeos.

Fuente: <http://epsh.unizar.es/~serreta/documentos/Geotecnia.pdf>.

2.2.1. Sondeos a percusión.

El principio general del método consiste en el empleo de un útil que avanza por golpes sucesivos, aplicados por la caída de una maza, cuya energía se transmite mediante un varillaje a un útil macizo (puntaza) o a un tubo hueco (toma muestras) situado en el fondo de la perforación.

El campo de empleo más ventajoso es el de los suelos no coherentes (limos, arenas, gravas, bolos y mezclas de los mismos) si se utiliza un toma muestras, pues permite un reconocimiento de calidad al obtenerse un testigo continuo.

2.2.2. Sondeos a rotación.

2.2.2.1 Generalidades.

El sondeo a rotación es el procedimiento más extendido para obtener muestra o testigo en cualquier investigación geotécnica.

Respecto al útil de corte que se emplea, para la obtención de la muestra de forma continua se utiliza una batería en cuya boca se implementa una corona, cuyos elementos de corte habituales son de *widia* o diamante.

2.2.2.2 Tipos.

2.2.2.2.1 Perforación con hélice.

Las barrenas helicoidales pueden utilizarse en terrenos de consistencia blanda a media y no cementados.

Las barrenas helicoidales (figura.2.2) pueden ser de varios tipos.

2.2.2.2.1.1 Con cabeza helicoidal exclusivamente.

Con ellos se realizan agujeros de gran diámetro. Este procedimiento es usual en pilotajes, fijación de postes y plantaciones.

2.2.2.2.1.2 Con barrena continua: normal o hueca.

La barrena continua consta de una serie de barrenas que se empalman sucesivamente. Se emplea para realizar sondeos más pequeños.

La perforación debe realizarse a pocas revoluciones y conviene subir y bajar la hélice para facilitar la evacuación de residuos de la fuente orgánica. Ver figura 2.1.

Los sondeos con barrena helicoidal pueden utilizarse cuando:

- El terreno es relativamente blando y cohesivo.
- No existen capas cementadas de gravas, ni arenas bajo el nivel freático.
- No se necesita atravesar o penetrar suelos duros (y rocas).
- No se requieren precisiones inferiores a los intervalos



Figura 2.1: Barrenas helicoidales.

Fuente: <http://www.geovial.com/trabajos-pdf3/sondeos-geotécnicos-calicas/sondeos-geotécnicos-calicas>.

2.2.2.2.2 Perforación con corona y obtención de testigo.

Con este sistema puede obtenerse testigo en cualquier tipo de terreno, aunque en suelos cohesivos blandos, grandes bolos y limos deben tomarse grandes precauciones. En este procedimiento de perforación con obtención de testigo el útil de corte es la corona.

La corona tiene sección circular y puede ser de dos naturalezas:

2.2.2.2.2.1 Widia.

El cuerpo de la corona es de acero y en el borde cortante se incrustan prismas de widia (carburo de wolframio con un 10% de cobalto para darle resistencia al choque). Un ejemplo en la figura 2.2a.



Figura 2.2(a): Detalle de una corona de widia.

Fuente: http://www.diamantinachristensen.com/pdf/Driller_Guide_SP.pdf.

2.2.2.2.2. Diamante.

Las coronas diamantadas tienen un cuerpo de acero que está unido a la matriz (ver figura 2.2b). Esta matriz es una aleación metálica que contiene los diamantes, está compuesta por polvo de carburo de wolframio y bronce con pequeñas cantidades de otros metales. Según el tamaño de los diamantes existen dos tipos fundamentales de corona diamantada:

- **Concreción:** El tamaño oscila entre 80 y 1000 p.p.q.
- **Inserción:** El tamaño de los diamantes oscila entre 10 y 80 p.p.q.

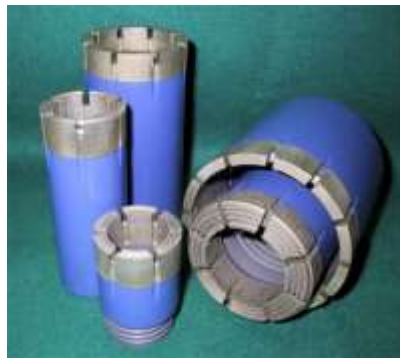


Figura 2.2 (b): Detalle de coronas de diamante de concreción.

Fuente: http://www.diamantinachristensen.com/pdf/Driller_Guide_SP.pdf.

En cuanto al fluido de perforación, en Geotecnia, cuando resulta imposible o desaconsejable la perforación en seco, debe utilizarse preferentemente agua limpia.

2.3. Sistema “Rotary”.

Es un sistema de perforación a rotación con circulación directa y permite alcanzar las mayores profundidades con los mayores diámetros. Es un procedimiento destructivo, utilizándose para el avance un útil de perforación denominado tricono, mediante la figura 2.3 se puede observar algunos ejemplos.



Figura 2.3: Tipos de Tricono.

Fuente: <http://www.docstoc.com/docs/13874649/tecnica-sondeo>.

Esta modalidad de perforación a rotación ampliamente conocida en investigación minera y petrolera se utiliza cuando ha de perforarse a grandes profundidades (varios miles de metros). Con ella se alcanzan las mayores velocidades de perforación en sondeos de diámetro grande.

Constituye quizás el método de perforación más utilizado, ofreciendo como principales ventajas las siguientes:

- Velocidad de perforación alta.
- Necesidades de tuberías durante la perforación muy bajas.
- Rapidez de montajes y traslados.
- Rápida instalación de tuberías y acabados.
- Gran profundidad de investigación.

Entre las desventajas se tiene:

- Las máquinas de perforación son costosas.
- Se requiere un mantenimiento sofisticado.

- Las máquinas necesitan al menos dos personas.
- La toma de muestras de formación requiere un procedimiento especial.
- El uso de los fluidos de perforación puede dañar las formaciones.
- El manejo de los fluidos de perforación requiere un conocimiento adicional y experiencia.

2.4 Anclajes.

2.4.1 Introducción.

Un anclaje es un elemento estructural instalado en suelo o roca, utilizado para transmitir una carga de tensión superficial, de un soporte profundo para de esta forma proveer un esfuerzo que resiste los producidos por la inestabilidad de las estructuras.

Actualmente los anclajes son una de las principales herramientas que tiene la ingeniería para resolver problemas de estabilidad, como ejemplos de aplicación de las estructuras ancladas podemos numerar:

- Estabilización de taludes.
- Estabilización de excavaciones profundas.
- Control de levantamiento de cimentaciones.
- Construcción de presas.
- Estabilización de túneles.

En la figura 2.4 se puede observar algunos tipos de anclaje.

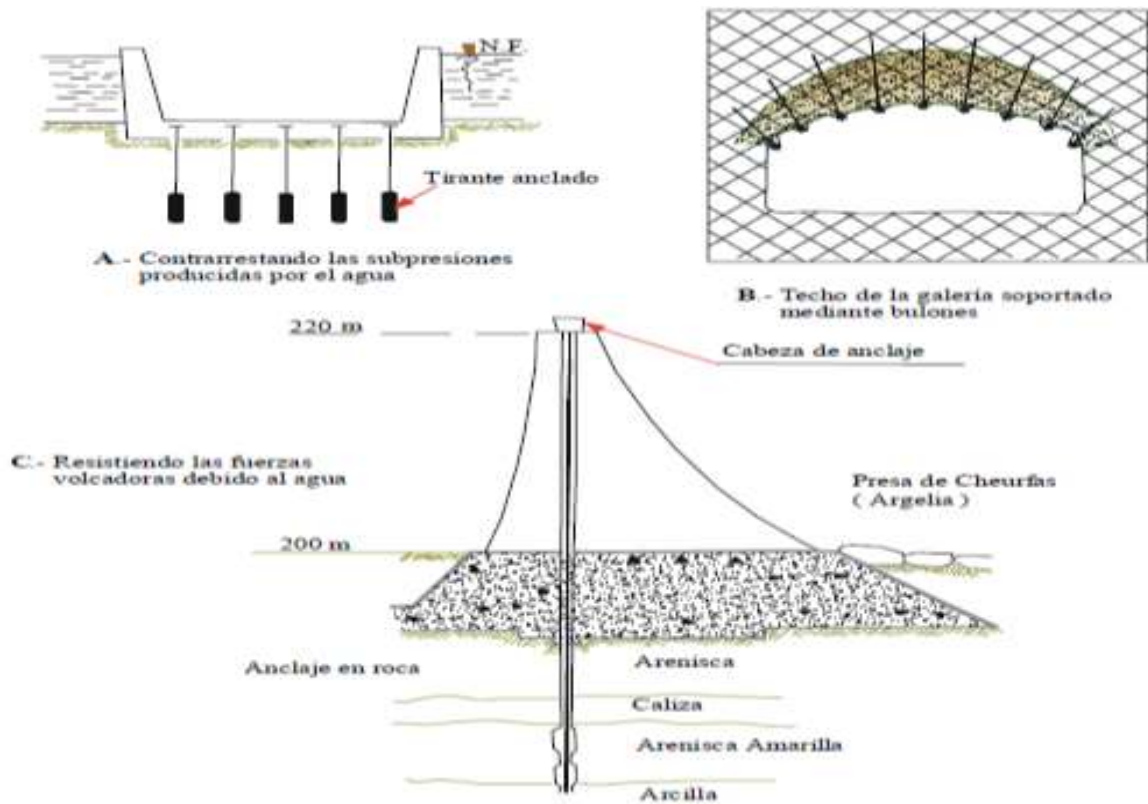


Figura 2.4: Diferentes aplicaciones de los anclajes.

Fuente: http://www.serbi.ula./serbiula/libros/Libros/manual_anclaje/pdf/librocompleto.

En la figura 2.5 observamos un muro con anclajes.

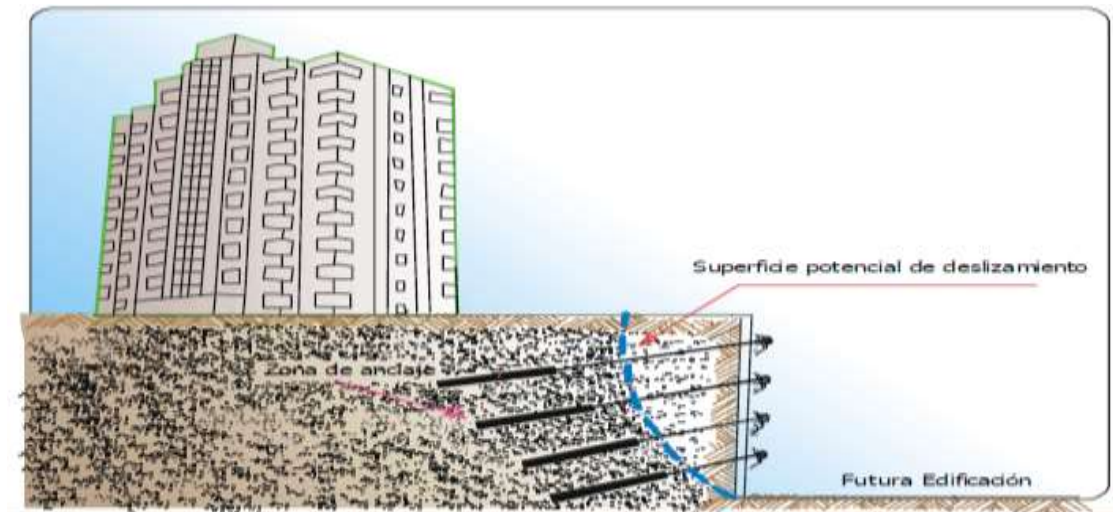


Figura 2.5: Muro anclado.

Fuente: http://www.serbi.ula./serbiula/libros/Libros/manual_anclaje/pdf/librocompleto.

2.4.2. Clasificación de los anclajes.²

2.4.2.1. Clasificación de los anclajes según su aplicación en función del tiempo de servicio.

2.4.2.1.1. Anclajes provisionales.

Tienen carácter de medio auxiliar y proporcionan las condiciones de estabilidad a la estructura durante el tiempo necesario para disponer otros elementos resistentes que lo sustituyan. La vida útil no debe ser mayor de 18 meses.

2.4.2.1.2. Anclajes permanentes.

Se instalan con carácter de acción definitiva. Se dimensionan con mayores coeficientes de seguridad y deben estar proyectados y ejecutados para hacer frente a los efectos de la corrosión. Dichos anclajes están diseñados para una vida de servicio superior a los 18 meses.

2.4.2.2. Clasificación de los anclajes según su forma de trabajar.

2.4.2.2.1. Anclajes Pasivos.

Son conformados generalmente por barras de acero, en este anclaje no se aplica carga, el anclaje se activa cuando hay movimientos de la masa de suelo o roca, es utilizado en inestabilidades como estabilización de túneles y laderas.

Los anclajes pasivos entran en acción, oponiéndose al desplazamiento, cuando la masa deslizante ha comenzado a moverse.

² http://www.serbi.ula.ve/serbiula/libros-electronicos/Libros/manual_anclaje/pdf/librocompleto.pdf

2.4.2.2.2. Anclajes Activos.

Son cables de acero de alta resistencia, una vez inyectados se aplica una carga de tensión al cable hasta alcanzar la carga de trabajo para la cual fue diseñado, es utilizado como solución en inestabilidades como fijación de estructuras al terreno.

2.5. Máquinas de perforación.

2.5.1. Introducción.

Por la variedad de terrenos a perforar, la recuperación de la muestra de más del 90%, los desvíos mínimos del sondeo, y la representatividad y buena calidad de la muestra, se solicita buen conocimiento de los distintos tipos de máquinas y de los útiles de perforación más adecuados a cada caso.

2.5.2. Selección de la Maquinaria.

Se debe considerar los siguientes aspectos para elegir una perforadora de suelos.

- Sistema de transporte y anclaje
- Sistema de cabrestante y poleas para wire line
- Recorrido y guías del cabezal
- Revoluciones y par de fuerza
- Capacidad de carga
- Capacidad de bombeo de lodos y agua

En la figura 2.6 se indica la maquinaria que cumple con los aspectos nombrados anteriormente.



Figura 2.6: Máquinas de perforación.

Fuente:<http://www.uned.es/mecanicadelsueloycimentaciones/mecansueloycimentacion>.

2.5.3. Tipo de maquinaria.

2.5.3.1. Máquinas de Corredera Corta.

Está integrada por los siguientes componentes:

- Mástil y cabezal independientes
- Recorrido corto del cabezal (450mm a 600mm)
- Su capacidad de perforación suele estar limitada por la capacidad de extracción de la sarta de perforación.

Las máquinas de corredera corta normalmente tienen guías en el cabezal muy robustas que permiten una gran estabilidad de la sarta de perforación.

Estas suelen estar dotadas de un mecanismo hidráulico de retracción o de apertura manual del cabezal para dejar libre la línea de perforación para ensayos geotécnicos o geofísico. Ver figura 2.7.



Figura 2.7: Máquinas de corredera corta.

Fuente:<http://www.uned.es/mecanicadelsueloycimentaciones/mecansueloycimentacion>.

2.5.3.2. Máquinas de corredera larga.

Este tipo de maquinaria tiene mástil dotado de guías por las que suben y baja el cabezal activado mediante un cilindro hidráulico, por cadena o por cable. Ver figura 2.8.

Ventajas de su aplicación:

- a) Los recorridos estándar para varillas o tubos testigo de 1,5 o de 3,0 m.
- b) Muy versátiles, aptas para gran variedad de usos.
- c) Pueden incorporar sistemas hidráulicos auxiliares (martinete STP, mordazas, etc.)
- d) Adecuadas a la realización de sondeos cortos.
- e) Los cabezales pueden ser “pasantes” o “no pasantes”.



Figura 2.8: Máquinas de corredera larga.

Fuente:<http://www.uned.es/mecanicadelsueloycementaciones/mecansueloycementacion>.

2.5.3.3. Máquinas de cabezal pasante.

Estas máquinas tienen las siguientes características:

- a) Las varillas “pasan” por dentro del cabezal, que va dotado de un sistema de mordazas para sujetar el varillaje.
- b) El agua de refrigeración entra por el interior de la tubería.
- c) Permiten insertar o retirar las varillas con mucha facilidad, dando rapidez a la operación.

Como se ve en la figura 2.9 se utiliza refrigeración en este tipo de maquinaria.



Figura 2.9: Máquinas de cabezal pasante.

Fuente:<http://www.uned.es/mecanicadelsueloycementaciones/mecansueloycementacion>.

2.5.3.4. Máquinas de cabezal no pasante.

Entre sus características se tiene:

- a) Las varillas “no pasan” por el cabezal, que lleva una salida directa que rosca en la primera varilla.
- b) Son versátiles. Pueden utilizar sistemas de perforación que requieran un par elevado.
- c) En la salida de la máquina se puede instalar:
 - Amortiguador de golpeo para martillo en fondo.
 - Cardán: para perforación con hélice.

Como se muestra en la figura 2.10 el funcionamiento de estas perforadoras son directamente con las herramientas de trabajo es decir con los barrenos.



Figura 2.10: Máquinas de cabezal no pasante.

Fuente:<http://www.uned.es/mecanicadelsueloycementaciones/mecansueloycementacion>.

2.6 Sistemas de perforación.

2.6.1 Perforación sin Extracción de Testigos.

Este sistema se basa en la aplicación de peso y rotación a un útil de perforación (tricono o Rotary, martillo en fondo o cabeza, hélices, cazos, cucharas, boca, o coronas) que actúa sobre el terreno a perforar. Ver la figura 2.11. Tiene las siguientes características:

- Conversión de giro horizontal de una unidad motriz (motor) en giro vertical (cabeza de la sonda) por medio de un grupo cónico.
- La cabeza transmite la rotación al varillaje (mediante mordazas o roscado directamente).
- La cabeza transmite la rotación al varillaje (mediante mordazas o roscado directamente).
- La perforación se produce mediante un útil de corte en el fondo.
- Para facilitar las operaciones se dispone de un cabrestante con capacidad para elevar peso.
- Puede funcionar con varias velocidades.

Según el método de arrastrar el varillaje las sondas son:

- Rotativas con cabezal fijo y usillo deslizante.
- Rotativas con cabezal deslizante.
- Rotativas con mesa de rotación.



Figura 2.11: Perforación sin extracción de testigo.

Fuente: http://oa.upm.es/10517/1/20120316_Utilización-técnicas-sondeos-geotécnicos.pdf.

2.7. Planteamiento y análisis de alternativas.

2.7.1. Parámetros de selección.

2.7.1.1. Construcción.

En este aspecto se considera el grado de precisión de elementos mecánicos que están constituidas las máquinas de perforación dependiendo el tipo de aplicación.

2.7.1.2. Costo.

Es uno de los factores más importantes en el diseño de la máquina, lo que se debe lograr es que dicho costo sea lo bajo con respecto a la importación de este tipo de maquinaria.

2.7.1.3. Durabilidad.

Se refiere la vida útil del vástago y la camisa de bronce es el conjunto de las máquinas que más trabaja durante la operación, ya que al aumentar la fuerza de empuje puede sufrir desgaste de los elementos mecánicos.

2.7.1.4. Eficiencia

Se debe considerar el uso, tipo de suelo en el que se va a trabajar y el talento humano.

2.7.1.5. Estabilidad.

Las condiciones y seguridad que demanda este tipo de trabajo exige un constante movimiento de la máquina en el proceso de perforación, por eso es necesario que la estructura de esta maquinaria sea robusta y el área de contacto entre base y el terreno a perforar sea considerablemente grande.

2.7.1.6. Maniobrabilidad.

Se refiere a la dificultad que presenta la máquina para su manejo en este caso será comprensible y factible en el lugar de trabajo.

2.7.1.7. Mantenimiento y montaje.

Realizar el cambio de aceite hidráulico, aceite del motor de combustión, filtros de gasolina, aceite, cambio de grasa de engranajes.

2.7.1.8. Precisión.

Dentro de esta variable se considera el ajuste y acabados superficiales de los elementos mecánicos, como también los sistemas de movimiento motriz e hidráulico.

De acuerdo a la ponderación de los parámetros más relevantes que cumplan la mayoría de las especificaciones técnicas para este proceso, se realizará la selección más conveniente para el diseño planteado.

2.7.2. Evaluación de los criterios para la selección.

Para la valoración de las alternativas de solución se evalúa el aspecto técnico y económico.

Se considera una escala de calificaciones para poder visualizar la alternativa que mejores resultados presente para el diseño y construcción.

Factible = 5

Difícil = 1

Alternativas:

- ALTERNATIVA A: Máquina de cabezal pasante.

- ALTERNATIVA B: Máquina de cabezal no pasante.
- ALTERNATIVA C: Máquina de corredera corta.
- ALTERNATIVA D: Máquina de corredera larga.

La calificación 1 es el valor más bajo y el 5 el más alto como se muestra en la tabla 2.2

Parámetros de selección	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D
Construcción	5	2	3	1
Maniobrabilidad	4	2	2	3
Mantenimiento y montaje	5	1	3	2

Tabla 2.2: Cuadro comparativo de alternativas.

Fuente: Los Autores.

En la tabla 2.3 se aprecia las características principales de la máquina.

Alto = 5

Baja =1

Parámetros de selección	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D
Costo	3	5	4	3
Durabilidad	4	3	3	3
Estabilidad	5	5	5	5
Eficiencia	5	3	4	3
Precisión	5	4	4	4

Tabla 2.3: Cuadro comparativo de alternativas.

Fuente: Los Autores.

Parámetros de selección	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D
Total parámetro de selección tabla 2,3	14	5	8	6
Total parámetro de selección tabla 2,4	22	20	20	18
TOTAL	36	25	28	24

Tabla 2.4: Cuadro total de alternativas.

Fuente: Los Autores.

Según la evaluación de los parámetros de selección existe una diferencia entre las alternativas analizadas, siendo la alternativa A (Máquina de cabezal pasante) la mejor opción para efectuar las perforaciones para anclaje de acuerdo a la tabla 2.4, ya que el sistema hidráulico permitirá el movimiento horizontal de la perforadora en su misma base y sus elementos son accesibles por su mantenimiento.

CAPITULO III

3. SISTEMA MÉCANICO.

3.1. Cálculo de torque de la herramienta de perforación.

Para el cálculo del torque se considera: calcular la fuerza de empuje que se necesita para sobrepasar la resistencia a la compresión del suelo.

La fuerza de empuje está en función de dos variables: la dureza del suelo y el diámetro de la herramienta de perforación.



Figura 3.1: Barreno helicoidal con cuchilla de corte.

Fuente: [http://www. productos/barrenos-para-todo-tipo-de-suelos-y-clases-de-muestras](http://www.productos/barrenos-para-todo-tipo-de-suelos-y-clases-de-muestras).

El diámetro de la herramienta que se utilizará para la perforación es de 5plg.

PRUEBA DE LABORATORIO DE MECÁNICA DE SUELOS

Mediante los estudios de suelos realizados por la Universidad Central del Ecuador en la tabla 3.1 se encuentra el resumen de los resultados:

$$qu \left(\frac{KN}{cm^2} \right)$$

Tabla 3.1: Sondeos realizados.

Fuente: Los Autores.

3.1.1 Fuerza de empuje.

El empuje aplicado sobre la herramienta debe ser suficiente para sobrepasar la resistencia a compresión del suelo, pero no debe ser excesivo para evitar fallos prematuros o anormales en la herramienta.

La fuerza de empuje mínima por debajo de la cual un suelo no es perforado puede estimarse con la siguiente ecuación 3.1.

$$F_{min} = 28.5 \times Rc \times \phi \text{ (lb)} \quad \text{Ec (3.1)}^3$$

Dónde:

F_{min} =Fuerza de empuje

Rc =Resistencia a la compresión del suelo (Mpa)

³ BELILLO, Abel, *Manual de perforación y voladuras de rocas* Instituto geológico y minero, España, 2002, p.48.

\emptyset = Diámetro del barreno helicoidal (plg)

La fuerza de empuje máxima es por encima de la que produce el enterramiento de la herramienta, se considera que vale el doble del valor anterior.⁴

$$F_{max} = 2 \times F_{min} \text{ (lb)} \quad \text{Ec (3.2)}^5$$

Se toma el valor más alto de la resistencia de compresión (R_c) de la tabla 3.1.

$$R_c = 0.248 \frac{KN}{cm^2} \left| \frac{100^2 cm^2}{m^2} \right| \frac{1000N}{1KN} \left| \frac{1Mpa}{10^6 Pa} \right|$$

$$R_c = 2.48 \text{ Mpa.}$$

El valor de la resistencia a la compresión (R_c) se reemplaza en la ecuación (3.1) y se obtiene:

$$F_{min} = 28.5 \times 2.48 \times 5 \text{ (lb)}$$

$$F_{min} = 353.4 \text{ lb.}$$

Luego se calcula la fuerza de empuje máxima con la Ec (3.2)

$$F_{max} = 2 \times 353.4 \text{ lb}$$

$$F_{max} = 706.4 \text{ lb.}$$

3.1.2 Cálculo de la fuerza tangencial ocasionada por la herramienta de corte.

⁴ BELILLO, Abel, *Manual de perforación y voladuras de rocas* Instituto geológico y minero, España, 2002, p54.

⁵ BELILLO, Abel, *Manual de perforación y voladuras de rocas* Instituto geológico y minero, España, 2002, p.48.

La fuerza tangencial es la que vence el esfuerzo resistente del suelo frente a la rotación de la herramienta.

Para calcular esta fuerza se utiliza: la fuerza de empuje máxima y la geometría de la herramienta con la cual se forma el siguiente triángulo rectángulo como se muestra en la figura 3.2.

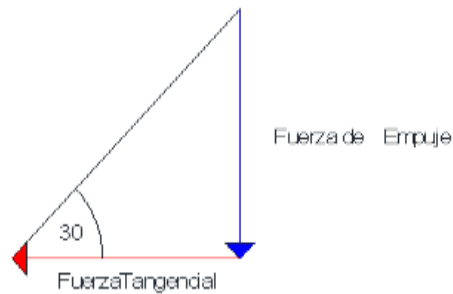


Figura 3.2: Fuerzas que intervienen en la herramienta de corte.

Fuente: Los Autores.

$$\tan 30^\circ = \frac{F. Empuje}{F. Tangencial}$$

$$F_t = \frac{F. Empuje}{\tan 30}$$

$$F_t = \frac{706.8 \text{ lbs}}{\tan 30}$$

$$F_t = 1224.21 \text{ lbs}$$

3.1.3 Torque.

El par medido en el eje del elemento de perforación, es el producto de la fuerza tangencial por el radio de la herramienta mediante la expresión 3.3.

$$T = F_t * R \quad \text{Ec(3.3)}^6$$

⁶ MOTT, Robert Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 97

Dónde:

T = Torque.

F_t = Fuerza Tangencial.

R = Radio de la herramienta.

$$T = 1224.21 \text{ lbs} * 2.5 \text{ plg} \left| \frac{1Kg}{2.2 \text{ Lb}} \right| \left| \frac{9.8 \text{ N}}{1Kg} \right| \left| \frac{0.0254m}{1plg} \right|$$

$$T = 346.28 \text{ N.m.}$$

3.2. Motor de Combustión Interna.

Un motor de combustión interna es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión, la parte principal de un motor.

La combustión tiene lugar a un volumen constante en lugar de a una presión constante. La mayoría de los motores diésel tienen también cuatro tiempos. Ver figura 3.3.

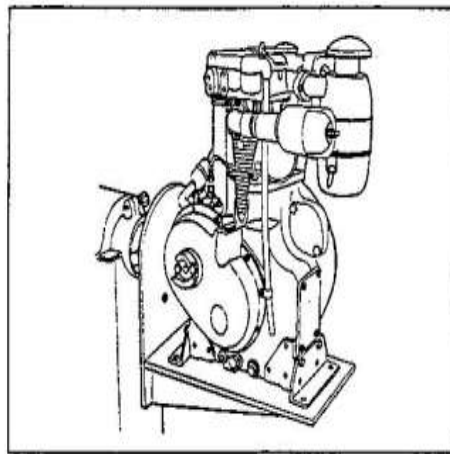


Figura 3.3: Motor de combustión interna.

Fuente: <http://aprendemostecnologia/máquinas-y-mecanismos/motores-de-combustión>.

3.2.1 Selección del motor.

El torque de la herramienta es un parámetro principal para determinar las características que debe poseer el motor de combustión interna al ser seleccionado. Este torque es producido durante el contacto de la herramienta de corte con el suelo.

3.2.1.1. Cálculo de potencia requerida.

La velocidad angular de la herramienta de perforación oscila entre las 200 – 250 rpm. Para el diseño se considera la velocidad máxima, para calcular la potencia.

$$250 \left| \frac{rev}{1min} \right| * \left| \frac{2\pi rad}{1 rev} \right| * \left| \frac{1min}{60seg} \right| = 26.179 \frac{rad}{seg}$$

$$P = T * W \quad Ec(3.4)^7$$

Dónde:

P = Potencia.

T = Torque.

W = Velocidad angular.

$$P = 346.28 N-m * 26.179 \frac{rad}{seg}$$

$$P = 9065.26 Watts = 9.06 Kw.$$

3.2.1.2. Características del motor.

Usando el valor obtenido y debido a la disponibilidad del mercado se empleará un motor bajo las siguientes características:

⁷ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 94

Motor de combustión interna.

Potencia: 9.6 Kw.

Velocidad: 2600 rpm.

La información necesaria acerca del motor se puede observar en el anexo A.

3.2.1.3. Caja de velocidades.

La caja de cambios es un elemento mecánico que transforma el par motor y las revoluciones desarrolladas por el motor para adaptar la fuerza a las condiciones de conducción sobre el terreno aumentando o reduciendo el mismo según el terreno.

Las revoluciones y la potencia que en sí desarrolla un motor no pueden ser atendidas por el mismo motor. En diferentes situaciones es imprescindible la actuación de la caja de cambios para aumentar o disminuir el par desarrollado por el motor. Para el diseño seleccionara una caja de 4 velocidades como se muestra la figura 3.4.



Figura 3.4: Caja de Cambios.

Fuente: <http://www.slideshare.net/ofcucaita5/cajas-de-cambio-automaticas-y-manuales>.

3.3. Diseño de tornillos de presión para el ajuste de la tubería.

A diferencia de los pernos y los tornillos que dependen de la tensión para desarrollar una fuerza de sujeción, los tornillos de presión se basan en la compresión para desarrollar tal

fuerza. La resistencia de movimiento axial de una masa con relación al eje se llama capacidad de sujeción.

Se debe a la resistencia de fricción de las partes en contacto del collarín y del eje, así como a cualquier penetración ligera del tornillo de presión en el eje.

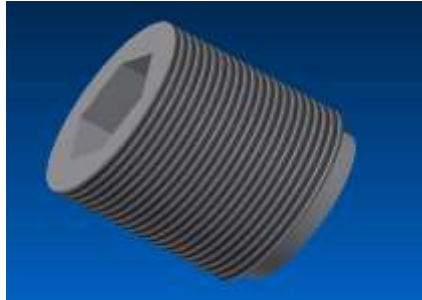


Figura 3.5: Dado Hexagonal.

Fuente: Los Autores.

Estos tornillos son diseñados para mantener la tubería presionada axial y rotacional a través de las muelas de sujeción y así permitir el movimiento para la respectiva perforación como se muestra en la figura 3.5.

3.3.1. Selección del material.

El material que se utiliza para fabricar el mandril es acero AISI 4340 (705) que tiene las siguientes propiedades como se muestra en la tabla 3.2.

Acero especial bonificado aleado al cromo – níquel – molibdeno. “Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y la resistencia a alta temperatura de los aceros. Al combinarse con el níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes siendo así que este material no se requeriría luego de un tratamiento térmico”.⁸

⁸ Iván Bohman C.A ,*Catálogo de Materiales de Ingeniería*, IBCA, , 2010, p. 25

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270-330 HB

Tabla 3.2: Propiedades de Acero 4340.

Fuente: Iván Bohman C.A, Catálogo de Materiales de Ingeniería, 2010.

$$S_y = 70 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 686 \text{ Mpa}$$

3. 3.2. Determinación de un diámetro de prueba.

Para determinar el diámetro de prueba se utiliza la ecuación 3.20.

$$A_t \geq \frac{F}{0.4 * S_y} \quad \text{Para diámetros} \geq \frac{3}{4} \text{ plg} \quad (3.20)^9$$

Dónde:

A_t : Área de esfuerzo a tracción.

F = Fuerza axial de ajuste.

S_y : Resistencia a la fluencia.

$$F = 2 * \sqrt{F_t^2 + F_E^2} \quad \text{Ec (3.21)}^{10}$$

$$F = 2 * \sqrt{1224.21^2 + 706.4^2} = 2826.79 \text{ lb} = 12592.08 \text{ N}$$

⁹ NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, Editorial McGraw-Hill, España, 2009, p. 29

¹⁰ NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, Editorial McGraw-Hill, España, 2009, p. 82

$$A_t \geq \frac{12592.08 \text{ N}}{0.4 \cdot 686 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \geq 4.58 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \geq 0.9711 \text{ plg}^2$$

Haciendo uso de la tabla 3.3 se obtiene el A_t .

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A (in)	
		Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	1/2	1/2
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	3/4	3/4
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 1/2	1 1/2
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 3/4	2 3/4

Tabla 3.3: Dimensión de roscas unificadas (UNS) de roscas bastas (UC) y finas (UNF).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

Para el diseño se selecciona el área $A_t = 1.1549 \text{ plg}^2$

Los tornillos a diseñar serán rosca whitworth con un diámetro exterior $1\frac{3}{8}$ y 6 hilos x plg de cabeza hueca hexagonal. Tanto el diámetro como la longitud van de acuerdo a la altura y espesor disponible del mandril.

Entonces:

$$p = 25.4/6 \quad h = p/2 \quad d_m = d - p/2 \quad d_r = d - p \quad l = p$$

Dónde:

p : Paso de la rosca.

h : Altura de la rosca.

d_m : Diámetro medio.

d_r : Diámetro del núcleo.

l : Avance del tornillo.

3.3.3. Dimensiones de la rosca.

$$p = 25.4/6 = 4.233 \text{ mm}$$

$$h = p/2 \quad h = 4.233/2 = 2.166 \text{ mm}$$

$$d_m = d - p/2 \quad d_m = 34.926 - 4.233/2 \quad d_m = 32.799$$

$$d_r = d - p \quad d_r = 34.926 - 4.233 = 30.693 \text{ mm}$$

$$l = p \quad l = 4.233 \text{ mm}$$

3.3.4. Torque para ajustar el tornillo.

$$T_S = \frac{F d_m}{2} \left[\frac{l + \frac{\pi f d_m}{\cos \alpha}}{\pi d_m - \frac{f l}{\cos \alpha}} \right] \quad \text{Ec (3.22)}^{11}$$

El coeficiente de fricción para pares roscados es $f = 0.15$ ¹²

El ángulo de la rosca = 2α ángulo rosca whitworth $\alpha = 57^\circ$ ¹³

Dónde:

T_S = Torque para elevar la carga o para apretar el tornillo.

F = Fuerza axial.

d_m = Diámetro medio de la rosca.

¹¹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 398

¹² BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 399

¹³ LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008, p.501

l = Avance del tornillo ($l = p$).

f = coeficiente de fricción.

α = Angulo de la rosca ($57^\circ/2$)

$$T_s = \frac{12592.08 \text{ N} * 32.799}{2} \left[\frac{4.233 + \frac{\pi * 0.15 * 32.799}{\cos 27.5}}{\pi * 32.799 - \frac{0.15 * 4.233}{\cos 27.5}} \right]$$

$$T_s = 43.708 \text{ N-m}$$

3.3.5. Torque para aflojar el tornillo.

$$T_b = \frac{F d_m}{2} \left[\frac{\frac{\pi * f * d_m}{\cos \alpha} - l}{\pi * d_m + \frac{f * l}{\cos \alpha}} \right]$$

Dónde:

T_b = Torque para bajar la carga o para aflojar el tornillo.

F = Fuerza axial.

d_m = Diámetro medio de la rosca.

l = Avance del tornillo ($l = p$).

f = coeficiente de fricción.

α = Angulo de la rosca. ($57^\circ/2$)

$$T_b = \frac{12592.08 \text{ N} * 32.799}{2} \left[\frac{\frac{\pi * 0.15 * 32.799}{\cos 27.5} - 4.233}{\pi * 32.799 + \frac{0.15 * 4.233}{\cos 27.5}} \right]$$

$$T_b = 26.255 \text{ N-m.}$$

3.3.6. Esfuerzo cortante nominal en torsión del cuerpo del tornillo.

$$\tau = \frac{16 \cdot T_S}{\pi \cdot d_r^3} \quad \text{Ec (3.23)}^{14}$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante nominal.

d_r = Diámetro en el núcleo.

T_S = Par de torsión.

$$\tau = \frac{16 \cdot 43.708 \text{ N-m}}{\pi \cdot 0.030693 \text{ m}^3}$$

$$\tau = 7.698 \text{ Mpa.}$$

3.3.7. Esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo.

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2} \quad \text{Ec (3.24)}^{15}$$

Dónde:

σ = Esfuerzo axial.

d_r = Diámetro en el núcleo.

F = Fuerza axial.

$$\sigma = - \frac{4 \cdot 12592.08 \text{ N}}{\pi \cdot 0.030693 \text{ m}^2} = -17.018 \text{ Mpa}$$

3.3.8. Factor de seguridad.

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{\sigma}{S_Y} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{S_{ys}} \right)^2 \quad \text{Ec (3.25)}^{16}$$

¹⁴ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 399

¹⁵ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 399

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{17.018}{686} \right)^2 + \left(\frac{7.698}{0.577 * 686} \right)^2$$

$$N = 6$$

3.4. Dimensión del mandril.

Este elemento contiene dos perforaciones roscadas en su diámetro exterior a 180° respectivamente que permiten el desplazamiento de las mordazas para la sujeción de la tubería de perforación por medio de dos prisioneros roscados. Ver figura 3.6.

El material que se usa para el mandril es el acero AISI 4340 (705), en el anexo B.

$$S_y = 70 \frac{Kg}{mm^2} * \left| \frac{9.8N}{1Kg} \right| = 686 \text{ Mpa}$$

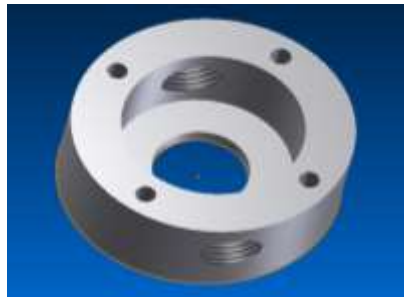


Figura 3.6: Dimensión del mandril.

Fuente: Los Autores.

3.4.1. Geometría del mandril.

La geometría del mandril se puede visualizar en la figura 3.7. Dónde el diámetro interior mayor = 88mm diseñado de acuerdo a las dimensiones de las muelas de sujeción para su respectivo funcionamiento. El diámetro interior menor es 46 mm por donde pasará el tubo de perforación (aw) con su respectivo ajuste deslizante.

¹⁶ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 428.

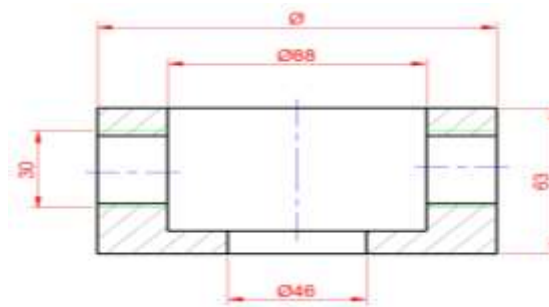


Figura 3.7: Geometría del mandril.

Fuente: Los Autores.

3.4.2. Concentración de esfuerzos.

La concentración de esfuerzos, la provoca una irregularidad no inherente en el elemento, como marcas de herramientas, agujeros, estrías, ranuras o roscas. A estas discontinuidades se les denomina intensificadores de esfuerzos, y a las regiones en las cuales ellos ocurren se les llama área de concentración de esfuerzos.

Se dice que el esfuerzo nominal existe si el elemento se presenta libre del intensificador de esfuerzos como se muestra en la figura 3.8.

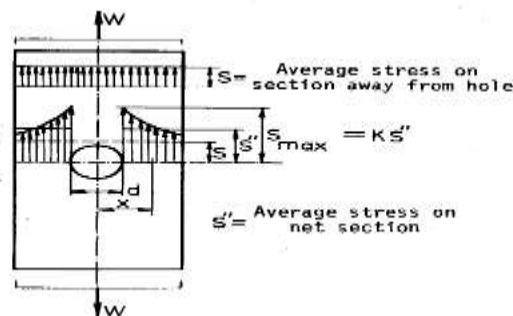


Figura 3.8: Concentración de esfuerzos.

Fuente: http://catarina.udlap/u_dl_a/tales/documentos/lim/gonzalez_d_e/capitulo2.pdf.

Se emplea un factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos K_t o K_{ts} para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal.

Los factores se definen por medio de las ecuaciones.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \quad K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0} \quad \text{Ec (3.5)}^{17}$$

3.4.3. Eje perforado.

Un eje reduce el peso y permite que circulen fluidos hacia las partes móviles para el enfriamiento o lubricación. Para ejes sencillos y pequeños se dispone de tubos sin costura de pared gruesa. Ver figura 3.9.

En los ejes perforados, es necesario usar elementos de sujeción como collarines, manzanas ahusadas, y verificar su balance, claro está si va a girar a altas velocidades.



Figura 3.9: Barra circular hueca.

Fuente: www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema03.pdf.

“Si el diámetro exterior es D y el interior es d se define $K = \frac{d}{D}$. Para cargas de torsión y de flexión la cantidad $D * (1 - K^4)^{\frac{1}{3}}$ se sustituye para el diámetro d en las ecuaciones para ejes macizos según sea aplicable”.¹⁸

La ecuación para calcular el diámetro en un eje sólido es:

¹⁷ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 351

¹⁸ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 353

$$d \geq \left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{max}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec(3.6)}^{19}$$

Como no se conoce el momento flector máximo, ya que éste depende de las longitudes de los diferentes tramos, dicho diámetro se calcula con base en el par de torsión máximo nominal, usando un factor de seguridad grande (ya que los efectos de flexión, carga axial y cortante no se tienen en cuenta en este paso).

De la ecuación (3.5) se obtiene la ecuación para el diámetro de un eje perforado añadiendo la cantidad anteriormente establecida.

$$D \geq \left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{max} * (1 - K^4)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec (3.7)}^{20}$$

Dónde:

D = Diámetro exterior del eje hueco

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo

T = Torque

$K = d / D$

3.4.4. Cálculo de Concentración de esfuerzos para un eje perforado con un agujero transversal.

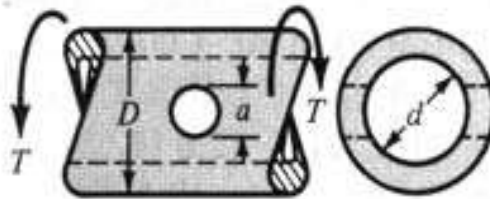


Figura 3.10: Eje hueco con agujero transversal.

Fuente: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema03.pdf>.

¹⁹ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p. 450

²⁰ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p. 458

Factores aproximados de concentración de esfuerzos K_{ts} para una barra perforada o tubo redondo con un agujero redondo y sometido a torsión. El esfuerzo cortante nominal es:

$$\tau_0 = \frac{T \cdot D}{2 \cdot j_{net}} \quad \text{Ec (3.8)}^{21}$$

Dónde:

τ_0 = Esfuerzo cortante nominal.

T = Torque.

D = Diámetro exterior.

j_{net} = Valor reducido del segundo polar de inercia de área y se define como:

$$j_{net} = \frac{\pi \cdot A \cdot (D^4 - d^4)}{32} \quad \text{Ec (3.9)}^{22}$$

Dónde:

j_{net} = Valor reducido del segundo momento polar de inercia de área.

A = Constante.

D = Diámetro exterior.

d = Diámetro interior.

Con las siguientes relaciones encontramos A y K_{ts}

$$\frac{a}{D} = \frac{d}{D} \quad \text{Ec (3.10)}^{23}$$

²¹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 169

²² BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 172

²³ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 170

Dónde:

A = Diámetro del agujero transversal.

D = Diámetro exterior.

d = Diámetro interior.

Se asume un diámetro exterior del mandril $D = 136 \text{ mm}$ para calcular el esfuerzo cortante nominal.

3.4.5. Cálculo del valor reducido del segundo momento polar de inercia de área (J_{net}).

En primer lugar se encontrara el A y K_{ts} con la ecuación Ec (3.10)

Para este cálculo se asume un diámetro exterior del mandril de 136 mm para tener un espesor de pared de 24 mm , de acuerdo a los pernos para sujetar con la base porta vástago dicho espesor “debe ser el doble del diámetro de los pernos”.²⁴

$$\frac{30 \text{ mm}}{136 \text{ mm}} = 0.22 \qquad \frac{88 \text{ mm}}{136 \text{ mm}} = 0.64.$$

Con los valores de A y K_{ts} se utiliza la siguiente tabla 3.4.

a/D	d/D							
	0.9		0.8		0.6		0.4	
	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}	A	K_{ts}
0.05	0.96	1.78						
0.075	0.95	1.82						
0.10	0.94	1.76	0.93	1.74	0.92	1.72	0.92	1.70
0.125	0.91	1.76	0.91	1.74	0.90	1.70	0.90	1.67
0.15	0.90	1.77	0.89	1.75	0.87	1.69	0.87	1.65
0.175	0.89	1.81	0.88	1.76	0.87	1.69	0.86	1.64
0.20	0.88	1.96	0.86	1.79	0.85	1.70	0.84	1.63
0.25	0.87	2.00	0.82	1.86	0.81	1.72	0.80	1.63
0.30	0.80	2.18	0.78	1.97	0.77	1.76	0.75	1.63

Tabla 3.4: Factores aproximados de concentración de esfuerzos.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

²⁴ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009.

$$A = 0.81$$

$$K_{ts} = 1.72$$

Ahora con la Ec(3.9)

$$J_{net} = \frac{\pi * 0.81 * (136mm^4 - 88mm^4)}{32} = 22435.61 m^4$$

3.4.6. Esfuerzo cortante nominal (τ_0).

$$\tau_0 = \frac{366.70N-m * 0.136m}{2 * 22435.61m^4} = 1.11 \times 10^{-9} Mpa$$

3.4.7. Esfuerzo cortante máximo que se produce en el agujero transversal (τ_{max}).

Con $K_{ts} = 1.72$ y el esfuerzo cortante nominal se obtiene mediante la ecuación 3.11.

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0} \quad \text{Ec (3.11)}^{25}$$

$$\tau_{max} = K_{ts} * \tau_0 \quad \tau_{max} = 1.72 * 1.11 \times 10^{-9} Mpa$$

$$\tau_{max} = 1.91 \times 10^{-9} Mpa$$

3.4.8. Verificación del diámetro exterior del mandril (D).

Para verificar el diámetro se calcula τ_{max} que se produce en el mandril debido al torque que se genera por la herramienta de perforación con la ecuación 3.12.

²⁵ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 9^{na} Edición, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009.

$$\tau_{max} = \frac{T*r}{J} \quad \text{Ec (3.12)}^{26}$$

Dónde:

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo en el mandril

T' = Torque debido a la potencia del motor.

J = Segundo momento polar de área

r = Radio (D/2)

3.4.9. Cálculo del segundo momento polar del área para una barra hueca.

Se utiliza la ecuación 3.13.

$$J = \frac{\pi*(D^4 - d^4)}{32} \quad \text{Ec (3.13)}^{27}$$

Dónde:

J = Segundo momento polar de área.

D = Diámetro exterior.

d = Diámetro interior.

$$J = \frac{\pi*(136\text{mm}^4 - 88\text{mm}^4)}{32} = 27.6 \times 10^6 \text{mm}^4$$

3.4.10. Cálculo del esfuerzo cortante máximo en el mandril.

En la ecuación 3.12.

²⁶ SHIGLEY Joseph E. y MISCHKE Charles R, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial: Mc. Graw Hill, Febrero del 2004, p. 483

²⁷ SHIGLEY Joseph E. y MISCHKE Charles R, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial: Mc. Graw Hill, Febrero del 2004, p. 456

$$\tau_{\max} = \frac{366.70 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 68 \text{ mm}}{27.6 \times 10^6 \text{ mm}^4} = \mathbf{0.903 \text{ Mpa}}$$

3.4.11. Cálculo del diámetro exterior del mandril.

Para calcular el diámetro exterior real del mandril se emplea la siguiente expresión:

$$D \geq \left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{\max} * (1 - K^4)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

T' = Torque.

D = Diámetro exterior.

$K = d / D$.

τ_{\max} = Esfuerzo cortante máximo.

$$K = \frac{88 \text{ mm}}{136 \text{ mm}} = \mathbf{0.64}$$

$$D \geq \left(\frac{16 * 366.70 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi * 0.90 \text{ Mpa} * 10^6 * (1 - 0.64^4)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{D \geq 135 \text{ mm}}$$

$$\tau_{\max} \leq \tau_{\text{adm}} \quad \text{Ec (3.14)}^{28}$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{S_Y}{n}$$

²⁸ SHIGLEY Joseph E. y MISCHKE Charles R, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial: Mc. Graw Hill, Febrero del 2004, p. 40

Dónde:

τ_{adm} = Esfuerzo admisible.

S_Y = Esfuerzo de fluencia del material (686 Mpa).

n = Factor de seguridad.

$$\tau_{adm} = \frac{686 \text{ Mpa}}{4} = 171.5 \text{ Mpa}$$

$$0.90 \text{ Mpa} \leq 171.5 \text{ Mpa}$$

Se cumple la desigualdad y el diámetro que se considera es 136 mm el cual satisface los requerimientos del diseño.

3.4.12. Diseño de pernos para sujetar el mandril.

Los métodos de unión son por medio tornillos, prisioneros.

En los métodos de unión semipermanentes, el elemento que une puede montarse y desmontarse fácil y repetidamente, sin necesidad de destruirlo. Los tornillos y pernos de unión son métodos semipermanentes, y en esto radica su gran ventaja. La diferencia entre tornillo y perno es: que el primero se introduce en una pieza roscada, mientras que el segundo va acompañado de una tuerca. En la práctica se suele utilizar, tal vez, el término tornillo para ambos casos.

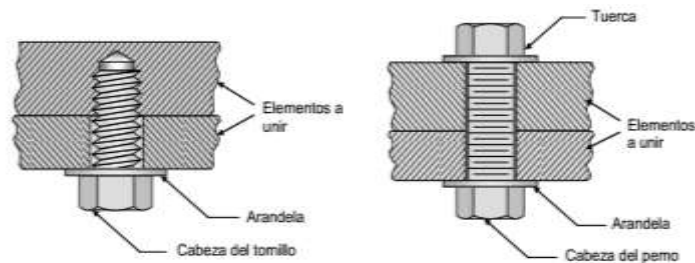


Figura 3.11: Representación de tipos de pernos.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

El número de pernos que sujetaran el mandril con la base porta vástago serán 4 los cuales evitan la separación de estos dos elementos como se puede observar en la figura 3.11.

Para el diseño de los pernos se utiliza el torque que genera la herramienta.

$$T' = 366.70 \text{ N.m} .$$

Se calcula la fuerza cortante con la ecuación 3.12. Ver figura 3.12.

$$F_T = \frac{T}{\frac{D_{bc}}{2}} = \frac{2T}{D_{bc}} \quad \text{Ec (3.15)}^{29}$$

Dónde:

F_T = Fuerza cortante total.

T' = Torque que transmite la herramienta.

$\frac{D_{bc}}{2}$ = Distancia entre centros de los pernos.

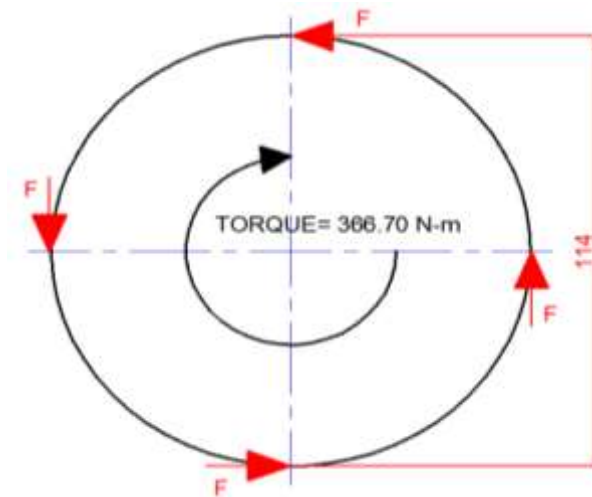


Figura 3.12: Distribución de las fuerzas en cada perno.

Fuente: Los Autores.

²⁹ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 720

3.4.12.1. Cálculo de la fuerza cortante total.

$$F_T = \frac{2 * 366.70 \text{ N.m}}{0.114\text{m}}$$

$$F_T = 6433.333 \text{ N} * \left| \frac{1\text{Kg}}{9.8 \text{ N}} \right| \left| \frac{2.2\text{lbs}}{1\text{Kg}} \right|$$

$$F_T = 1444.217 \text{ lbf}$$

La relación entre la fuerza cortante total y el número de pernos es F_t mediante la siguiente ecuación 3.16.

$$F_t = \frac{F_T}{n_p} \quad \text{Ec (3.16)}^{30}$$

Dónde:

F_T : Fuerza cortante total

F_t : Fuerza cortante que soporta cada perno

n_p : Número de pernos

$$F_t = \frac{1444.217 \text{ lbf}}{4} = 361.054 \text{ lbf}$$

3.4.12.2. Cálculo del diámetro de prueba.

Se determina el diámetro con la siguiente ecuación 3.17.

$$A_t = \left(\frac{6 * F_t}{S_y * 1 \text{ in}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{Para diámetros} < \frac{3}{4} \text{ plg} \quad \text{Ec (3.17)}^{31}$$

³⁰ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 723.

Dónde:

F_t = Fuerza cortante que soporta cada perno.

A_t = Área de esfuerzo a tracción de prueba.

S_y = Límite de fluencia.

Se selecciona el perno de alta resistencia SAE grado 8. En la tabla 3.5 se muestra las propiedades para pernos con tamaño desde 1/4 pulg hasta 1 1/2 pulg:

S_p : = 120 kpsi (Resistencia de prueba mínima).

S_y : = 130 kpsi (Límite de fluencia).

S_{ut} : = 150 kpsi (Resistencia mínima de tensión).

Reemplazando los valores en la ecuación 3.6.

$$A_t = \left(\frac{6 * 361.054 \text{ lbf}}{130000 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} * 1 \text{ in}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}} = 0.085 \text{ in}^2$$

De la tabla 3.6 se selecciona el perno unificado de serie basta UNC de diámetro $d = 7/16 \text{ in}$, ya que el área de esfuerzo del mismo es la más cercana, por encima, al área requerida.

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_u (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	1/4 a 1 1/2	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	1/4 a 3/4	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1 1/2	33	36	60	
4	1/4 a 1 1/2	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	1/4 a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1 1/2	74	81	105	
5.2	1/4 a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	1/4 a 1 1/2	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	1/4 a 1 1/2	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.8	1/2 a 1	130	138	158	Martensítico de bajo carbono

Tabla 3.5: Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

³¹ NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, Editorial McGraw-Hill, España, 2009, p. 29.

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A (in)	
		Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8

Tabla 3.6: Dimensión de roscas unificadas (UNS) de roscas bastas (UC) y finas (UNF).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

Los datos de interés son:

$d = 7/16$ in, $d_r = 0.3447$ in, $A_t = 0.1063$ in², $p = 14 \frac{\text{hilos}}{\text{in}}$ $A_{tr} = 0.0933$ in² y $A_T = 5/8$ in ancho para la cabeza del perno.

El diámetro escogido pertenece al rango dado por las propiedades tomadas de la tabla 3.7; además el diámetro es menor de ¾ in.

3.4.12.3. Cálculo del esfuerzo cortante.

El esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F_t}{A_t} \quad \text{Ec (3.18)}^{32}$$

³² MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 96

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante.

F_t = Fuerza cortante que soporta cada perno.

A_t = Área de esfuerzo del diámetro menor (dr).

$$\tau = \frac{361.054 \text{ lbf}}{0.0933 \text{ in}^2} = \mathbf{3.86 \text{ Ksi.}}$$

“El esfuerzo debido a la precarga se determina con la fuerza de prueba, la fuerza de precarga debe estar entre los valores $0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$, en base a esto se puede establecer el valor del esfuerzo”.³³

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_i = 0.75 * A_t * S_p$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = 0.75 * S_p$$

Dónde:

F_i = Fuerza de precarga.

F_p = Fuerza de prueba del perno.

S_p = Resistencia a la prueba.

σ_i = Esfuerzo debido a la precarga.

3.4.12.4. Cálculo del factor de seguridad.

Se determina el esfuerzo equivalente con la teoría de energía de distorsión:

³³ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p.423.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2} \quad \text{Ec (3.19)}^{34}$$

$$\frac{S_y}{\eta} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{(0.75 \cdot S_p)^2 + 3 \cdot (3.86 \text{ ksi})^2}}$$

$$\eta = \frac{130 \text{ kpsi}}{\sqrt{(0.75 \cdot 120 \text{ ksi})^2 + 3 \cdot (3.86 \text{ ksi})^2}}$$

$$\eta = 1.44.$$

Para evitar la falla por corte puro en un perno se debe cumplir la siguiente relación:

$$\tau = \frac{4P}{\pi d_r^2} < S_{sy} = 0.4 S_y \quad \text{Ec (3.20)}^{35}$$

Dónde:

τ = Tensión de corte.

P = Carga cortante.

d_r = Diámetro de la sección resistente.

S_{sy} = Tensión de fluencia cortante.

S_y = Fluencia de experimento.

$$\tau = \frac{4 \cdot 361.054 \text{ lbf}}{\pi \cdot 0.3447^2 \text{ in}} < S_{sy} = 0.4 S_y$$

³⁴ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 400.

³⁵ NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, Editorial McGraw-Hill, España, 2009

$$\tau = 3869 \text{ psi} < S_{sy} = 0.4 * 130000 = 52000 \text{ psi}$$

$$3869 < 52000.$$

El valor calculado está en los límites de diseño, así que los tornillos dimensionados garantizan su buen funcionamiento. La longitud de acoplamiento de rosca debe ser por lo menos el diámetro nominal del tornillo.

3.5. Diseño de porta vástago.

Es un componente que se diseña con diferentes diámetros, los mismos que sirven para el alojamiento de un rodamiento radial y dos retenedores. En uno de sus extremos está provisto de una rosca cuadrada para el respectivo acoplamiento del vástago y del otro extremo de una ranura para el alojamiento de las mordazas de sujeción. Ver figura 3.13.

En uno de sus diámetros de mayor medida consta de 4 perforaciones de Ø1/2 pasantes las cuales servirán para la unión entre el vástago y el mandril, también va perforado de extremo a extremo para el paso de la tubería de perforación con un diámetro de 50 mm.

3.5.1 Selección del material

El material para fabricar el porta mandril se selecciona el acero AISI 4340 (705) que tiene las siguientes propiedades como indica en el anexo B.

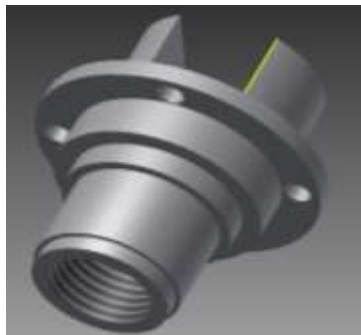


Figura 3.13: Porta vástago.

Fuente: Los Autores.

3.5.2. Cálculo del diámetro donde se aloja el rodamiento (a).

Para la determinación de este diámetro se hace uso la siguiente ecuación:

$$d \geq \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{adm}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se recomienda que:

“(a) Si el diámetro que se está calculando es el de entrada de potencia (o el del extremo saliente del árbol).

$$\tau_{adm} = (20 \dots 25) \text{ Mpa}$$

(b) Si el diámetro que se está calculando es donde se ubican las ruedas dentadas en un árbol intermedio de la transmisión”.³⁶

$$\tau_{adm} = (10 \dots 20) \text{ Mpa}$$

Se considera el apartado a, se selecciona un $\tau_{adm} = 20 \text{ Mpa}$

$$D \geq \left(\frac{16 \cdot 366.70 \text{ N-m}}{\pi \cdot 20 \text{ Mpa} \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \mathbf{62 \text{ mm}}$$

El diámetro obtenido es muy pequeño ya que el diámetro exterior de la rosca interna donde se acopla el vástago es igual a 57.15 mm. Por lo que queda una pared muy delgada.

Para el diseño se toma un diámetro de 70 mm para tener una pared lo suficiente gruesa ya que se aloja el rodamiento axial.

³⁶ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p. 150.

3.5.3. Cálculo del diámetro considerando como un eje perforado.

Para verificar el diámetro se encuentra el τ_{\max} que se produce en la base porta vástago debido al torque que genera la herramienta, mediante la siguiente ecuación.

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot r}{J}$$

Dónde:

τ_{\max} = Esfuerzo cortante máximo en el mandril.

T = Torque debido a la potencia del motor.

J = Segundo momento polar de área.

r = Radio ($D/2$).

3.5.4. Cálculo del segundo momento polar del área para una barra perforada.

Se utiliza la siguiente expresión:

$$J = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}$$

Dónde:

J = Segundo momento polar de área

D = Diámetro exterior

d = Diámetro interior

$$J = \frac{\pi \cdot (70mm^4 - 50mm^4)}{32} = 1.74 \times 10^6 mm^4$$

3.5.5. Cálculo del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{max} = \frac{366.70 N-m * 35 \text{ mm}}{1.74 \times 10^6 \text{ mm}^4} = 7.37 \text{ Mpa}$$

3.5.6. Cálculo del diámetro exterior.

$$D \geq \left(\frac{16 * T}{\pi * \tau_{max} * (1 - K^4)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

T' = Torque.

D = Diámetro exterior.

$K = d / D$.

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo.

$$K = \frac{50 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 0.714$$

$$D \geq \left(\frac{16 * 366.70 \text{ N} - m}{\pi * 7.37 \text{ Mpa} * 10^6 * (1 - 0.714^4)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 71 \text{ mm}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = \frac{S_Y}{n}$$

Dónde:

τ_{adm} = Esfuerzo admisible.

S_Y = Esfuerzo de fluencia del material (686 Mpa).

n = Factor de seguridad.

$$\tau_{adm} = \frac{686 \text{ Mpa}}{4} = 171.5 \text{ Mpa}$$

$$7.37 \text{ Mpa} \leq 171.5 \text{ Mpa}$$

Se cumple la desigualdad y el diámetro se normaliza para el alojar el rodamiento de diámetro interior 70 mm.

3.5.7. Cálculo del diámetro donde se aloja el retenedor (b).

Los diámetros de los escalones restantes se van determinando sumándole o restándole a los diámetros obtenidos de 2 a 5 mm³⁷. Se debe tener en cuenta que la relación entre dos diámetros adyacentes no debe ser mayor de 1.2, con el fin de evitar una elevada concentración de esfuerzos. Los diámetros calculados se normalizan.

El siguiente diámetro será igual a 80 mm donde se aloja un retenedor con dicho diámetro para evitar la salida del lubricante para el rodamiento.

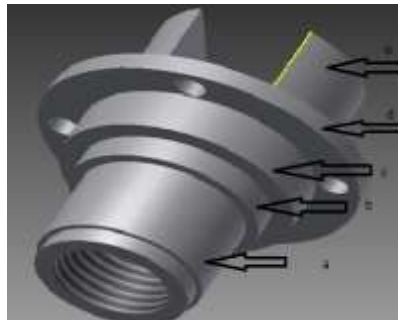


Figura 3.14: Diámetro para Retenedor.

Fuente: Los Autores.

Durante la normalización de los diámetros de los escalones se debe tener en cuenta las medidas preferidas, las medidas de los rodamientos y de los otros elementos que se van a montar en el eje. Los rodamientos deben tener diámetros que coincidan, la diferencia

³⁷ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 346.

entre el diámetro donde se aloja un rodamiento y el diámetro del escalón siguiente, debe ser tal que el redondeo del rodamiento no impida un correcto apoyo de éste sobre la pared del escalón. Como me muestra en la figura 3.14.

3.5.8. Determinación del siguiente escalón (c).

Este diámetro es igual 83mm el cual no impedirá el ajuste correcto de los 4 pernos que unen la base con el mandril.

3.5.9. Determinación del diámetro mayor (d).

El diámetro tendrá la misma dimensión del diámetro exterior del mandril 136mm x 10mm de espesor para su respectivo montaje.

3.5.10. Determinación del diámetro porta muelas (e).

Este diámetro tiene misma medida del diámetro interior mayor del mandril, esto es igual a 88 mm, a su vez tiene una ranura para las mordazas de sujeción.

3.5.11. Roscado interno de la base porta vástago.

Es roscado corresponde al mismo tipo de rosca del vástago. Ver figura 3.15.

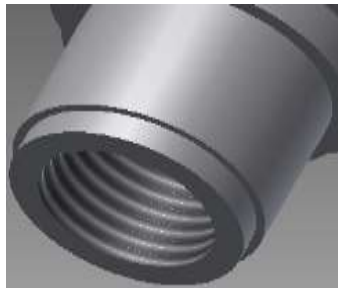


Figura 3.15: Rosca cuadrada interior

Fuente: Los Autores

3.5.12. Tipo de rosca: cuadrada.

3.5.12.1. Datos de la rosca para la fabricación.

Diámetro Nominal pulgadas	Diámetro Exterior <i>D</i>	Diámetro en el núcleo <i>d</i>	Profundidad de la rosca <i>h</i>	Diámetro Medio de la rosca <i>D_p</i>	Paso <i>p</i>	Hilos por pulgada <i>n</i>
2 ¹ / ₄	57.152	52.917	2.116	55.033	4.233	6

Tabla 3.7: Datos de la rosca.

Fuente: Los Autores.

3.6. Selección de material para mordazas de sujeción de tubería.

El material que se utilizara para la elaboración de las muelas de sujeción es el AISI 01. “Es un acero al manganeso- cromo- tungsteno templable en aceite para uso general.

Buena maquinabilidad, estabilidad, dimensional en el temple y buena combinación de dureza y tenacidad tras el temple y revenido”.³⁸ Como se muestra en la tabla 3.8.

ANÁLISIS TÍPICO %						
	C	Si	Mn	Cr	W	V
ASSAB DF2	0.90	--	1.20	0.50	0.50	0.10
AISI/SAE 01	0.85- 0.95	0.20- 0.40	1.00- 1.30	0.40- 0.60	0.40- 0.60	0.20

EQUIVALENCIAS		CARACTERÍSTICAS FÍSICAS A 62 HRC			
AISI/SAE	01	Temperatura °C	20	200	400
DIN	100MnCrW4	Densidad kg/m ³	7800	7750	7700
W.Nr	1.2510	Módulo de elasticidad N/mm ²	190000	185000	170000
UNE	F-5220	Coefficiente de dilatación térmica por °C a partir de 20 °C	—	11.7x10 ⁻⁶	11.4x10 ⁻⁶
UDDEHOLM	ARNE				

Tabla 3.8: Propiedades de acero AISI01.

Fuente: Iván Bohman C.A, Catálogo de Materiales de Ingeniería, 2010.

³⁸ Iván Bohman C.A ,Catálogo de Materiales de Ingeniería, IBCA, , 2010, p. 2.

Son dos muelas las cuales van provistas de ranuras en V en su parte cilíndrica para evitar que la tubería se deslice verticalmente y a su vez el giro en el momento de realizar las perforaciones considerando que estas mordazas serán sometidas a un tratamiento térmico de temple.

3.6.2. Diseño de mordazas.

Para el diseño de este elemento se considera las propiedades del acero que se seleccionó y se considera la geometría de las mordazas como muestra la figura 3.16.

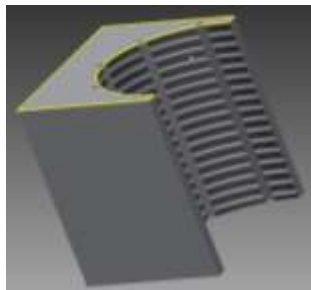


Figura 3.16: Mordazas de sujeción.

Fuente: Los Autores.

3.6.2.1. Módulo de elasticidad.

Indica la rigidez o resistencia a la deformación del material.

$$E = 190000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left| \frac{1 \text{ Kg.f}}{9.8 \text{ N}} \right| \left| \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ Kg.f}} \right| \left| \frac{25.4^2 \text{ mm}^2}{1 \text{ pulg}^2} \right|$$

$$E = 27518048.98 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad E_c (3.21)^{39}$$

³⁹ GERE, Jame, *Mecánica de Materiales*, Editorial Thomson, 5^{ta} Edición, México 2002, p. 523

Dónde:

E = Módulo de elasticidad.

σ = Esfuerzo.

ϵ = Deformación Unitaria.

Para el cálculo del esfuerzo se usa la fuerza axial, que realizan los pernos de potencia anteriormente calculados.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A = \pi * r^2$$

$$A = 683.49 \text{ mm}^2 \left| \frac{1 \text{ pulg}^2}{(25.4 \text{ mm})^2} \right|$$

$$A = 1.05 \text{ pulg}^2$$

$$\sigma = \frac{12592.08 \text{ Lb}}{1.05 \text{ pulg}^2}$$

$$\sigma = 11885.87 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

Mediante la fórmula del módulo de rigidez 3.21, se calcula la deformación unitaria de este elemento.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\epsilon = \frac{11885.87 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}}{27518048.94 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}}$$

$$\epsilon = 4.31 \times 10^{-4} \times 100$$

$$\epsilon = 0.0043 \%$$

La deformación unitaria es mínima por ende este elemento no va a fallar, al momento de aplicar la fuerza axial para la sujeción de la tubería.

3.7. Diseño del vástago de la máquina.

Este elemento está provisto de tres chaveteros distribuidos a 120° en su diámetro externo, los cuales sirven para que se deslice verticalmente mediante tres chavetas que van sujetas a una camisa de bronce, que al unirse con la misma harán girar al mandril de la máquina para permitir la respectiva operación. Ver figura 3.17.



Figura 3.17: Vástago.

Fuente: Los Autores.

3.7.1 Selección del material.

El material que se utiliza para la fabricación del vástago es una barra perforada AISI 1518.

Este tubo mecánico posee un bajo contenido de inclusiones no- metálicas que permiten obtener:

- Elevada y uniforme capacidad de maquinado.
- Elevada resistencia a la fatiga.
- Propiedades uniformes de tratamiento térmico.
- Elevada soldabilidad.
- Bajo peso por metro.

Acero micro-aleado de alta resistencia para aplicaciones más exigentes, puede ser cementado, templado y sometido a revenido.

La barra perforada se puede utilizar en la fabricación de bocines, pistas, para empatar funda de eje trasero de los automotores, columnas de taladros, ejes estriados huecos, anillos etc.

3.7.2. Propiedades del material.

A continuación tenemos las respectivas propiedades mecánicas en la tabla 3.9.

ANÁLISIS TÍPICO %							
	C	Si	Mn	V	P	S	Al
MECAPLUS 470	0.16 - 0.22	0.10 - 0.50	1.30 - 1.70	0.08 - 0.15	≤ 0.030	0.015 - 0.050	≤ 0.010

PROPIEDADES MECÁNICAS:	
Resistencia a la Tracción	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	40 - 47
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	55 - 62
Elongación, A5	17
Dureza de suministro, HB	215

Tabla 3.9: Propiedades de AISI 1518.

Fuente: Iván Bohman C.A, Catálogo de Materiales de Ingeniería, 2010.

3.7.3. Cálculo del diámetro exterior del vástago con la ecuación del código ASME.

El diámetro interno del vástago es igual a 46 mm por donde debe pasar la tubería de perforación con su respectiva holgura para realizar la operación.

La longitud del vástago de acuerdo a los requerimientos para la perforación va ser de 1000 mm posteriormente se diseña el elemento con las respectivas cargas para que no falle al trabajar.

La ecuación del código ASME para un eje perforada combina torsión, flexión y carga axial aplicando la ecuación del esfuerzo cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna según la ecuación 3.22.

$$D^3 = \frac{16}{\pi * S_s * (1 - K^4)} \sqrt{(K_t * M_t)^2 + \left[K_b * M_b + \frac{\alpha * F_a * D * (1 - K^2)}{8} \right]^2} \quad \text{Ec (3.22)}^{40}$$

Dónde:

M_t = Momento de torsión.

M_b = Momento de flexión.

D = Diámetro exterior del eje.

d = Diámetro interior.

F_a = Carga axial.

K_b = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

K_t = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

$K = \frac{d}{D}$.

S_s = Esfuerzo permisible.

α = Factor de acción de columna.

⁴⁰ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p. 210

El factor de acción de columna es la unidad para cargas de tracción. Para compresión puede calcularse mediante las expresiones 3.23 y 3.24.

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 \left(\frac{L}{k} \right)} \quad \text{para } L/K < 115 \quad \text{Ec (3.23)}^{41}$$

$$\alpha = \frac{S_Y}{\pi^2 * n * E} \left(\frac{L}{k} \right)^2 \quad \text{para } L/K > 115 \quad \text{Ec (3.24)}^{42}$$

Dónde:

α = Factor de acción de columna.

$n = 1$ para extremos articulados.

$n = 2.25$ para extremos fijos.

$n = 1.6$ para extremos restringidos parcialmente como en el caso de cojinetes.

k = Radio de giro = $\sqrt{\frac{I}{A}}$.

I = Momento rectangular de inercia.

A = Área de la sección transversal del eje.

S_Y = Esfuerzo de fluencia en compresión.

L = Longitud del eje.

3.7.4. Cálculo del factor de acción de columna.

Se verifica las siguientes relaciones de las ecuaciones: 3.25 y 3.26.

$$K = \frac{d}{D} \quad \text{Ec (3.25)}$$

$$\frac{L}{K} \quad \text{Ec (3.26)}$$

$$K = \frac{d}{D} = \frac{0.046}{0.060} = \mathbf{0.833}.$$

$$\frac{L}{K} = \frac{1}{0.833} = \mathbf{1.2}.$$

⁴¹ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p.215

⁴² FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p.218.

Se utiliza la siguiente ecuación.

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 * \left(\frac{L}{k}\right)} \quad \text{para } L/K < 115$$

3.7.5 Cálculo del radio de giro.

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$I = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi * (0.06^4 - 0.046^4)}{64} = \mathbf{3.29 \times 10^{-7} m^4}. \quad \text{Ec (3.27)}^{43}$$

$$A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi * (0.06^2 - 0.046^2)}{4} = \mathbf{8.63 \times 10^{-4} m^2}. \quad \text{Ec (3.28)}^{44}$$

$$k = \sqrt{\frac{3.29 \times 10^{-7} m^4}{8.63 \times 10^{-4} m^2}} = \mathbf{0.019}.$$

Entonces:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 * (0.019)} = 1$$

El vástago trabaja verticalmente el cual no posee un momento flexionante, tiene un momento de torsión y una carga axial.

Con la ecuación 3.22 se calcula el diámetro del vástago.

⁴³ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 1040

⁴⁴ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 1040.

$$D^3 = \frac{16}{\pi * S_s * (1 - K^4)} \sqrt{(K_t * M_t)^2 + \left[K_b * M_b + \frac{\alpha * F_a D * (1 - K^2)}{8} \right]^2}$$

En la tabla 3.10 se selecciona los factores de choque y fatiga.

Para ejes estacionarios:	K_b	K_t
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5 a 2,0	1,5 a 2,0
Para ejes en rotación:		
Carga aplicada gradualmente	1,5	1,0
Carga repentina (choque menor)	1,5 a 2,0	1,0 a 1,5
Carga repentina (choque fuerte)	2,0 a 3,0	1,5 a 3,0

Tabla 3.10: Factores combinados de choque y fatiga.

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Faired, V.M.

$$K_t = 3$$

El esfuerzo cortante debe ser menor o igual al esfuerzo cortante de diseño o esfuerzo admisible, S_s , el cual es igual a la resistencia del material sobre un factor de seguridad grande.

$$S_y = 40 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 392 \text{ Mpa.}$$

$$S_s = \frac{392 \text{ Mpa}}{7.5} = 52 \text{ Mpa.}$$

$$D^3 = \frac{16}{\pi * 52 \text{ Mpa} * 10^6 * (1 - 0.833^4)} \sqrt{(3 * 366.70 \text{ N} - \text{m})^2 + \left[\frac{1 * 3146.690 \text{ N} * 0.06 \text{ m} * (1 - 0.833^2)}{8} \right]^2}$$

$$D = 60.920 \text{ mm}$$

El diámetro se obtiene con la ecuación del código ASME, es más eficiente para el diseño.

3.7.6. Tornillos de potencia.

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de transmisión, son dispositivos mecánicos que convierten un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo, transmitiendo fuerza y potencia mecánica.

Los tornillos de potencia se usan en dispositivos como prensas de mesa, gatos mecánicos, husillos o ejes de avance de tornos, máquinas herramientas y elementos elevadores. En la mayoría de sus aplicaciones, estos elementos se utilizan para “aumentar” las fuerzas o pares de torsión. El filete recorre una gran distancia a lo largo de la hélice, mientras que el elemento movido avanza una pequeña cantidad a lo largo del eje del tornillo. Ver figura 3.18.

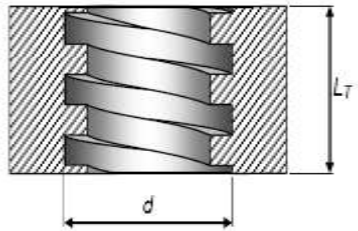


Figura 3.18: Rosca cuadrada.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

3.7.7. Rosca cuadrada del vástago.

3.7.7.1. Diámetro de prueba con base en la resistencia al desgaste.

La ecuación 3.32 indica si la rosca es cuadrada o Acmé:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \varphi \cdot S_{d-ap}}} \quad \text{Ec (3.32)}^{45}$$

⁴⁵ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p.52

Dónde:

dm = Diámetro medio de la rosca.

F = Fuerza axial.

$\varphi = \frac{L_T}{dm}$ (L_T = longitud de la tuerca).

S_{d-ap} = Esfuerzo permisible.

Dónde:

$\frac{L_T}{dm} = \varphi = (1.8 \text{ a } 2.5)$ para tuercas de una pieza.

Se toma valores cercanos a los inferiores cuando la tuerca y el tornillo son del mismo material, y valores más grandes cuando el material de la tuerca sea menos resistente que el del tornillo.

Para el cálculo del diámetro se requiere lo siguiente:

F : Fuerza de Empuje (axial)

$F = 3146.690\text{N}..$

S_y : Límite de fluencia del material

$S_y = 392 \text{ Mpa.}$

$\varphi : 1.8$

$$S_{d-ap} = \frac{S_y}{N} = \frac{392\text{Mpa}}{4} = \mathbf{98 \text{ Mpa.}}$$

$$dm \geq \sqrt{\frac{2*3146.690\text{N}}{\pi*1.8*10^6*98\frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} \geq 0.041 \text{ m} \geq \mathbf{1.615 \text{ plg.}}$$

El diámetro medio que se calculó es menor que el diámetro interior del vástago por lo tanto se toma un diámetro medio que sobrepase este.

Por lo tanto se selecciona el diámetro de rosca cuadrado normalizado de la tabla 3.11.

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.800

Tabla 3.11: Dimensiones de roscas cuadradas y Acme.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

El diámetro exterior de la rosca será el siguiente:

d: Diámetro exterior de la rosca $d = 2\frac{1}{4}$ y 6 hilos x plg

Se calcula los datos necesarios para la rosca:

$$p = 25.4/4 \quad h = p/2 \quad d_m = d - p/2 \quad d_r = d - p \quad l = p \quad A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2$$

Dónde:

p = Paso de la rosca.

h = Altura de la rosca.

d_m = Diámetro medio.

d_r = Diámetro del núcleo.

l = Avance del tornillo.

A_t = Área de esfuerzo a la tracción.

3.7.7.2 Dimensiones de la rosca

$$p = 25.4/6 = 4.233 \text{ mm}$$

$$h = p/2 \quad h = 4.233/2 = 2.116 \text{ mm}$$

$$d_m = d - p/2 \quad d_m = 57.15 - 4.233/2 \quad d_m = 55.033 \text{ mm}$$

$$d_r = d - p \quad d_r = 57.15 - 4.233 = 52.917 \text{ mm}$$

$$l = p \quad l = 4.233 \text{ mm}$$

3.7.7.3. Resistencia del núcleo.

$$T_S = \frac{F d_m}{2} \left[\frac{l + \frac{\pi f d_m}{\cos \alpha}}{\pi d_m - \frac{f l}{\cos \alpha}} \right]$$

Dónde:

T_S = Torque para elevar la carga o para apretar el tornillo.

F = Fuerza axial.

d_m = Diámetro medio de la rosca.

l = Avance del tornillo ($l = p$).

f = coeficiente de fricción.

α = Angulo de la rosca.

El coeficiente de fricción para pares roscados es $f = 0.15$.

El ángulo de la rosca = 2α . Ángulo rosca cuadrada $\alpha = 0^\circ$.

$$T_S = \frac{3146.690 \text{ N} * 55.033 \text{ mm}}{2} \left[\frac{4.233 + \frac{\pi * 0.15 * 55.033 \text{ mm}}{\cos 0}}{\pi * 55.033 \text{ mm} - \frac{0.15 * 4.233}{\cos 0}} \right] = 15.16 \text{ N-m}$$

3.7.7.4. Resistencia del tornillo y tuerca.

Carga axial y torsión en el núcleo.

3.7.7.4.1. Esfuerzo axial.

$$\sigma = \frac{4 * F}{\pi * d_r^2}$$

Dónde:

σ = Esfuerzo axial.

d_r = Diámetro en el núcleo.

F = Fuerza axial.

$$\sigma = \frac{4 * 3146.690 \text{ N}}{\pi * (52.917 \text{ mm})^2} = 1.431 \text{ Mpa}$$

3.7.7.4.2. Esfuerzo cortante nominal.

$$\tau = \frac{16 * T_S}{\pi * d_r^3}$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante nominal.

d_r = Diámetro en el núcleo

T_S = Par de torsión

$$\tau = \frac{16 * 15.16 * 10^3 \text{ N-m}}{\pi * (52.917 \text{ mm})^3} = 0.521 \text{ Mpa}$$

3.7.7.5. Resistencia a cortante de los filetes.

3.7.7.5.1. Esfuerzo cortante transversal.

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi * d (W_o * p) * n_f}$$

$$1 \leq n_f \leq \frac{L_T}{p}$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante transversal.

F = Fuerza axial.

W_o = Coeficiente para roscas estándar.

n_f = Número de filetes en contacto.

L_T = longitud de la tuerca.

p = paso de la rosca.

El coeficiente para filete cuadrado se muestra en la tabla 3.12.

Tipo de filete	W_i	W_o
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de sierra	0.90	0.83

Tabla 3.12: Coeficientes W_i y W_o para roscas estándar.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

$$n_f = \frac{50}{4.233} = 11.8$$

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{3146.690}{\pi * 0.05715 (0.50 * 0.004233) * 1} = \mathbf{12.421 \text{ Mpa}}$$

3.7.7.5.2. Factor de seguridad de la tuerca con respecto a la falla por cortante.

$$N = \frac{S_{ys}}{\tau}$$

$$N = \frac{0.577 \cdot 392 \text{ Mpa}}{12.421 \text{ Mpa}} = 7.2$$

3.7.7.6. Auto aseguramiento del tornillo.

Se requiere que el tornillo sea auto - asegurante con el fin de que la fuerza ejercida por la herramienta no afloje el mismo como se indica en la figura 3.19.

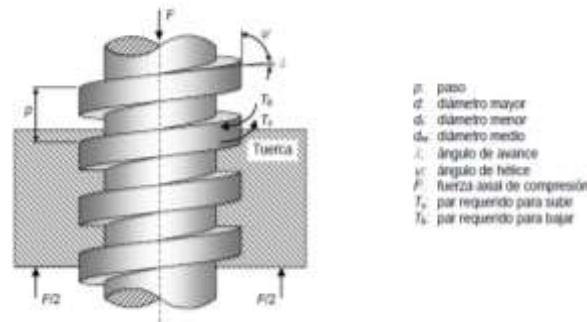


Figura 3.19: Partes de una rosca cuadrada.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

El tornillo es auto asegurante si $\mu > \tan \gamma \cos \alpha$:

Dónde:

γ = Ángulo de avance de la rosca.

α = Ángulo del filete de la rosca.

Para una rosca cuadrada el ángulo de filete es 0.

Mediante la figura 3.20 se observa tres tipos de rosca.

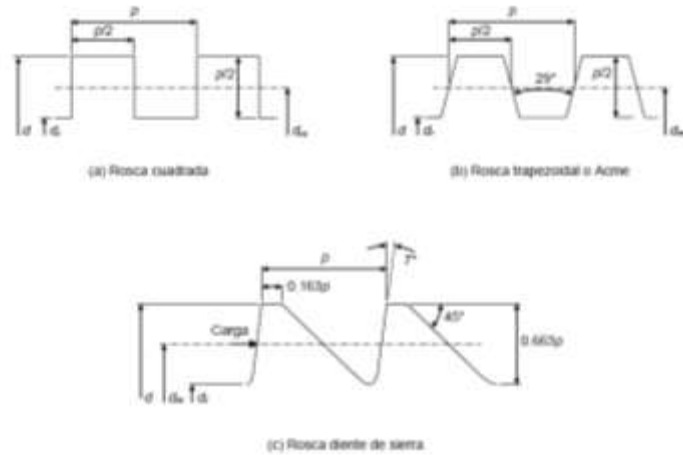


Figura 3.20: Ángulos de rosca.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$\tan \gamma = \frac{1}{\pi \cdot d_m}$$

$$\tan \gamma = \frac{0.004233}{\pi \cdot 0.0550} = \mathbf{0.0244} \quad \text{Donde } \gamma = 1.40^\circ$$

$$\tan \gamma \cdot \cos \alpha$$

$$0.0244 \cdot \cos 0$$

$$0.0244 \cdot 1 = 0.0244$$

$$0.0244 < \mu = f = 0.15$$

$$\mathbf{0.15 > 0.0244}$$

El valor que se calculó nos muestra que el tornillo (por sí solo) es auto - asegurante.

3.7.8. Diseño de chavetas del vástago.

Estos elementos se usan normalmente para fijar piezas como engranes o poleas a sus ejes, de modo que se pueda transmitir momento de torsión. Ver figura 3.21.

Cuando se ha supuesto una distribución de fuerzas se acostumbra basar la resistencia de una cuña o chaveta en la falla por compresión o por cortante.

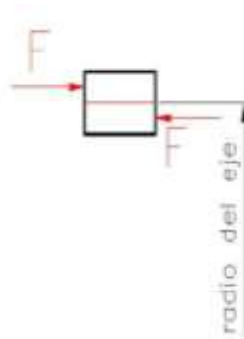


Figura 3.21: Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Los Autores.

3.7.8.1. Falla por cortante en chavetas.

De acuerdo a la teoría de energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$s_{sy} = 0.577 * s_y$$

La falla por corte a través del área origina un esfuerzo

$$\tau = \frac{F}{A}$$

De donde el área:

$$A = l * t$$

Se tiene:

$$\tau = \frac{F}{l * t}$$

Dónde:

F = Fuerza aplicada.

l = Longitud de la chaveta.

t = Ancho de la chaveta.

3.7.8.2. Selección del material.

Se usa un acero AISI 1045. “Acero al carbono, con buena tenacidad. Características en su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simples de máquinas. Dureza de suministro aproximada: 200 HB”.⁴⁶ Ver tabla 3.13.

ANÁLISIS TÍPICO %					
C	Si	Mn	Cr	P	S
760	0.50	0.30	0.60	—	0.04
AISI 1045	0.43 - 0.50	—	0.60 - 0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS:	
Resistencia a la Tracción	61 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	32 Kg/mm ²
Elongación, A5	min 10%
Reducción de área	40%
Dureza	220-235

EQUIVALENCIAS:	
AISI	1045
SAE	C1045
W. Nr	1.1820
DIN	CK45

Tabla 3.13: Propiedades de Acero 1045

Fuente: Iván Bohman C.A, Catálogo de Materiales de Ingeniería, 2010

3.7.8.3. Dimensionamiento de las chavetas

Se elige una cuña rectangular $\frac{1}{2} \times \frac{3}{8}$ como muestra la tabla 3.14.

⁴⁶ Iván Bohman C.A ,Catálogo de Materiales de Ingeniería, IBCA, 2010, p. 23

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$

Tabla 3.14: Dimensión en pulgadas de aplicación de cuñas cuadradas y rectangulares.
Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

Las chavetas tienen la longitud de la camisa de bronce por donde se va a deslizar el vástago.

$$L_{CB} = 335 \text{ mm.}$$

Primero se calcula la fuerza cortante, para esto se utiliza el torque.

$$T' = \frac{P}{W} = \frac{9600 \text{ watts}}{26.179 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}} = 366.70 \text{ N} - \text{m}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

Dónde:

F = Fuerza cortante.

T = Torque.

r = Radio del eje.

$$F = \frac{366.70 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.030 \text{ m}} = \mathbf{12223.33 \text{ N}}$$

Luego esta fuerza se divide para 3, es la cantidad de chavetas que posee el vástago.

$$F = \frac{12223.33 \text{ N}}{3} = \mathbf{4074.44 \text{ N}}$$

Mediante la teoría de energía de distorsión la Resistencia a la cortante corresponde a:

$$s_{sy} = 0.577 * 313.6 \text{ Mpa} = \mathbf{180.94 \text{ Mpa}}$$

Luego encuentra el esfuerzo con la siguiente expresión 3.33:

$$\tau = \frac{F}{l * t} \quad \text{Ec (3.33)}^{47}$$

$$\tau = \frac{4074.44 \text{ N}}{0.335 \text{ m} * 0.0127 \text{ m}} = \mathbf{0.95 \text{ Mpa}}$$

Para evitar la falla debida a cortante:

$$\tau \leq \frac{s_{sy}}{n}$$

$$\tau \leq \frac{0.577 * 313.6 \text{ Mpa}}{4} = 45.23 \text{ Mpa}$$

$$0.95 \text{ Mpa} \leq 45.23 \text{ Mpa}$$

Si cumple con el requerimiento de acuerdo al esfuerzo es menos por ende no van a fallar las chavetas.

⁴⁷ MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 495.

3.7.8.4. Falla debida al esfuerzo de compresión o de apoyo de la chaveta.

Por medio de la expresión 3.29 se obtiene el esfuerzo de compresión:

$$\sigma_{\text{diseño}} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l \cdot h} \quad \text{Ec (3.29)}^{48}$$

$$\sigma_{\text{diseño}} = \frac{4 \cdot 366.70 \text{ N}\cdot\text{m}}{0.335 \text{ m} \cdot 0.060 \text{ m} \cdot 0.00952 \text{ m}} = \frac{7.65 \text{ Mpa}}{3} = \mathbf{2.55 \text{ Mpa.}}$$

Es posible evitar las fallas debidas al esfuerzo de compresión o esfuerzo en el apoyo si:

$$\sigma_{\text{diseño}} \leq \frac{\sigma_{\text{perm}}}{n} = \frac{\text{Esfuerzo de fluencia en compresion}}{\text{factor de seguridad}} \quad \text{Ec (3.30)}^{49}$$

Hay que recordar que $\sigma_{\text{perm}} = 0.90 \cdot S_y$

$$2.55 \text{ Mpa} \leq \frac{0.90 \cdot S_y}{4}$$

$$2.55 \text{ Mpa} \leq 70.56 \text{ Mpa.}$$

Las chavetas no fallaran de acuerdo con los resultados obtenidos, diseñadas para fallas tanto al corte como para compresión.

La profundidad del chavetero en vástago es igual a la mitad de la altura de la chaveta seleccionada $p = 3/16$ de acuerdo a la tabla 3.16.

⁴⁸ MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 500.

⁴⁹ NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, Editorial McGraw-Hill, España, 2009, p. 246.

3.8. Engranajes cónicos.

Tienen la función de cambiar el eje de rotación de horizontal a vertical y de transmitir el torque la herramienta de perforación.

Para proceder al diseño de los engranajes cónicos es necesario tomar en consideración ciertos parámetros fijos de diseño:

- Potencia máxima que puede transmitir el motor de combustión interna que actualmente se encuentra en el mercado de 9.6 kw a 2600 RPM por lo que el diseño de los engranajes se basa en la potencia máxima del mismo.
- Se debe tomar en cuenta la facilidad constructiva de los engranajes en el país, por lo que se ha decide en utilizar engranajes cónicos rectos.
- Los engranajes cónicos de dientes rectos estándar se fabrican utilizando un ángulo de presión de 20° .⁵⁰

A continuación una representación inicial de algunas de las variables y forma de los engranajes como indica la figura 3.22.

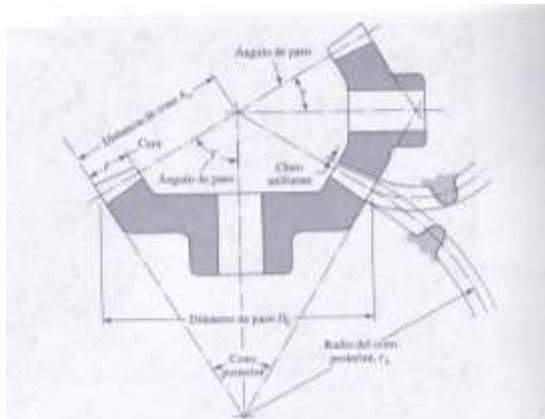


Figura 3.22: Representación gráfica de conexión cono – corona y ángulos.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

⁵⁰ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 664.

3.8.1. Relación de transmisión

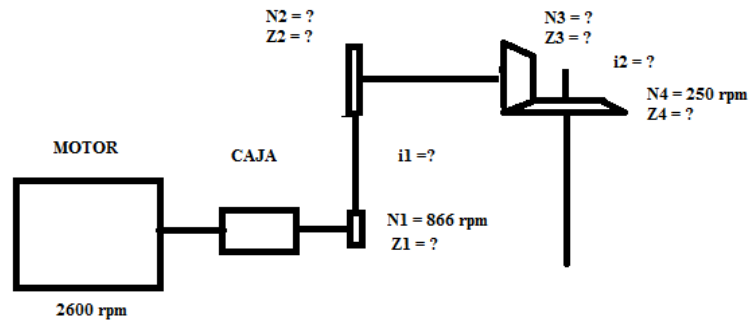


Figura 3.23: Relación de transmisión.

Fuente: Los Autores.

Se encuentra la relación de transmisión total del mecanismo:

Número de revoluciones de entrada = 2600 rpm

Número de revoluciones de salida = 250 rpm

$$i_T = \frac{2600}{250} = 10.7$$

$$i_T = 10.7: 1$$

Debido a que la relación i_T es superior a la relación 6:1 recomendada para transmisión por medio de cadena de rodillos se considera que: se debe realizar una relación de transmisión compuesta donde⁵¹. Como muestra la figura 3.23.

i_1 = Por medio de catalinas

i_2 = Por medio de piñones cónicos rectos

La primera relación es la recomendada 6:1 mientras la segunda relación es desconocida X:1

⁵¹ INTERMEC, *La Transmisión de Potencia de Rodillos*, Tercera Edición, p. 43

Dónde:

$$6 * X = 10.7$$

$$X = \frac{10.7}{4} = 1.9$$

Este resultado es igual a la relación de transmisión i_1 e i_2 , para poder calcular el número de dientes y revoluciones de las catalinas como de los piñones cónicos.

Se selecciona para el diseño un piñón motriz de 11, considerando que la máquina trabaja en la mayoría del tiempo en la segunda marcha de la caja de transmisión, donde se obtiene 866 rpm, debido que en la perforación de suelos no se necesita muchas revoluciones considerando a su vez el diámetro de la herramienta.

Con la relación de transmisión 1 encontramos el número de dientes del piñón 2

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$Z_2 = 1.9 * 11$$

$$Z_2 = 20.9 = 21 \text{ dientes}$$

$$n_1 * Z_1 = n_2 * Z_2 \quad \text{Ec (3.31)}^{52}$$

n_1 = Número de revoluciones de piñón.

Z_1 = Número de dientes del piñón.

n_2 = Número de revoluciones de la rueda.

Z_2 = Número de dientes de la rueda.

⁵² LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008, p. 143.

$$n_1 = 866 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{866 \text{ rpm} * 11}{21}$$

$$n_2 = 453 \text{ rpm}$$

La relación de transmisión será:

$$n_2 = 453 \text{ rpm} = n_3$$

Para esta relación se toma para el piñón motriz 17 dientes.

$$n_3 * Z_3 = n_4 * Z_4$$

$$Z_3 = \frac{453 * 17}{250}$$

$$Z_3 = 30.9 = 31 \text{ dientes.}$$

De acuerdo con el número de dientes de los engranajes se verifica la relación de transmisión:

$$i_2 = \frac{31}{17} = 1.86 = 1.9.$$

3.8.2. Cálculo de ángulo de engranajes cónicos

Ángulo de paso de piñón (γ)

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{z_p}{z_r} = 30^\circ \quad \text{Ec (3.32)}^{53}$$

⁵³ LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008, p. 343.

Ángulo de paso de rueda (Γ)

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{z_r}{z_p} = \frac{31}{17} = 60^\circ \quad \text{Ec (3.33)}^{54}$$

Para engranajes cónicos rectos se tiene la ecuación 3.34:

$$F = \min(0.3 * A_0 ; \frac{10}{P_d}) \quad \text{Ec (3.34)}^{55}$$

Dónde:

F = Ancho de la cara.

P_d = Paso diametral.

3.8.2.1. Cálculo del diámetro para piñones.

$$A_0 = \frac{d_p}{2 \operatorname{sen} \Gamma} \quad ; \quad A_0 = \frac{d_r}{2 \operatorname{sen} \Gamma} \quad \text{Ec (3.35)}^{56}$$

Dónde:

d_p = Diámetro primitivo del piñón.

d_r = Diámetro primitivo de la rueda.

Para el diseño se considera el paso diametral de 5 dientes/ pulgada.

Piñón:

$$P_d = \frac{Z}{d_p}$$

⁵⁴ LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008, p. 344.

⁵⁵ MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 337

⁵⁶ MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 337.

Entonces:

$$d_p = \frac{Z}{P_d}$$

$$d_p = \frac{17}{5} = 3.4 \text{ plg.}$$

Rueda:

Entonces:

$$d_r = \frac{Z}{P_d}$$

$$d_r = \frac{31}{5} = 6.2 \text{ pulg.}$$

3.8.2.2. Cálculo del ancho de la cara (F):

$$A_0 = \frac{d_p}{2 \operatorname{sen} \gamma}$$

$$A_0 = \frac{3.4 \text{ plg}}{2 \operatorname{sen} 30}$$

$$A_0 = 3.4 \text{ plg.}$$

$$F = (0.3 * A_0)$$

$$F = (0.3 * 3.4)$$

$$F = 1.02 \text{ plg.}$$

A lo largo del diseño el subíndice P indicara que se trata del piñón y el subíndice R indicara que se trata de la corona o rueda.

3.8.2.3. Análisis por fatiga superficial.

3.8.2.3.1 Cálculo de esfuerzo por contacto.

Desgaste de rueda:

$$\sigma_c = c_p \left(\frac{W^t}{F \cdot d_p \cdot I} K_o K'_v K_m C_s C_{xc} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec (3.36)}^{57}$$

Dónde:

σ_c = Esfuerzo por Contacto.

c_p = Coeficiente elástico.

W^t = Fuerza tangencial.

F = Ancho de la cara.

d_p = Diámetro de los engranajes en pulgadas.

I = Factor geométrico para resistencia o picadura.

K_o = Factor de sobrecarga.

K'_v = Factor de dinámico.

K_m = Factor de distribución de carga.

C_s = Factor de tamaño para resistencia a picadura.

C_{xc} = Factor de coronamiento para resistencia a picadura.

3.8.2.3.2. Coeficiente elástico (c_p).

El coeficiente de elasticidad del acero se muestra en la tabla 3.15.

⁵⁷ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 771.

Material del piñón	Material y módulo de elasticidad de la corona E_p , lb/pulg ² (MPa)						
	Módulo de elasticidad del piñón E_p	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Fundición de hierro	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
	psi MPa	30×10^6 (2×10^5)	25×10^6 (1.7×10^5)	24×10^6 (1.7×10^5)	22×10^6 (1.5×10^5)	17.5×10^6 (1.2×10^5)	16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (171)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)

Tabla 3.15: Coeficiente elástico (c_p).

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

$$c_p: 2300$$

3.8.2.3.3. Fuerza tangencial(W^t)..

$$W^t = \left(\frac{33000 * H}{V} \right) \quad \text{Ec (3.37)}^{58}$$

Dónde:

H = Potencia en hp.

V = Velocidad.

$$V = \left(\frac{\pi * d_p * n_p}{12} \right)$$

$$V = \left(\frac{\pi * 3.4 \text{ plg} * 455}{12} \right)$$

$$V = 405 \text{ ft/min}$$

⁵⁸ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 771.

$$W^t = \left(\frac{33000 * 12.87 \text{ hp}}{405 \text{ ft/min}} \right)$$

$$W^t = 1049.11 \text{ lf.}$$

3.8.2.3.4. Factor geométrico para resistencia o picadura. (I).

En la tabla 3.16 se presenta el factor geométrico I , para engranajes cónicos rectos para un ángulo de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° . Para esto se utiliza el número de dientes del piñón como de la corona.

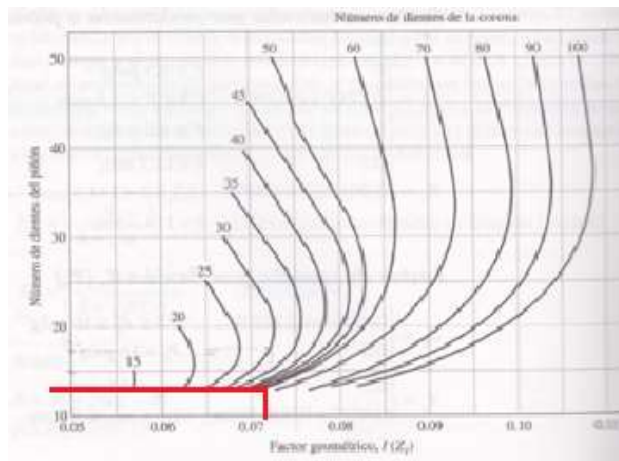


Tabla 3.16: Factor geométrico para resistencia o picadura.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$$I = 0.073$$

3.8.2.3.5. Factor de sobrecarga (K_o).

Este factor tiene como objetivo tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal (W^t) como se observa la tabla 3.17.

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Tabla 3.17: Factor de sobrecarga.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

$$K_o = 2.25$$

3.8.2.3.6. Factor de dinámico (K'_v).

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranajes en movimiento. El error de transición se define como la desviación de la velocidad angular uniforme del par de engranes. Algunos de los defectos que producen errores de transición son:

- Vibración de los dientes durante el acoplamiento debido a su rigidez.
- Magnitud de la velocidad en la línea de paso.
- Desequilibrio dinámico de los elementos rotatorios.
- Desgaste y deformación permanente de partes en contacto de los dientes.
- Fricción entre dientes.

“Para un control de estos efectos la AGMA ha definido un conjunto de control de calidad. Tales números definen las tolerancias para engranajes de diferentes tamaños fabricados con una calidad específica. Las clases de 3 a la 7 incluyen la mayoría de engranajes de calidad comercial. Las clases de 8 a la 12 son de calidad de precisión. El número de nivel de transición Q_v del AGMA se puede considerar es igual al número de calidad”.⁵⁹

⁵⁹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 761

Se establece número de exactitud de transición $Q_v = 6$

$$K'_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v_t}} \right)^{-B} \quad \text{Ec (3.38)}^{60}$$

Dónde:

A, B son constantes.

v_t = Velocidad en la línea de paso en el diámetro primitivo.

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 (1 - 0.82)$$

$$A = 60.08$$

$$B = 0.25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0.25 (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$\mathbf{B = 0.82}$$

En la Ec (3.38)

$$K'_v = \left(\frac{60.08}{60.08 + \sqrt{405}} \right)^{-0.82}$$

$$\mathbf{K'_v = 1.26}$$

⁶⁰ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 762

3.8.2.3.7. Factor de distribución de carga K_m .

Con este factor se modifica las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo larga de la línea de contacto según la expresión 3.39, mediante la tabla 3.18 se selecciona este factor.

$$K_m = K_{mb} + 0.0036 F^2 \quad \text{Ec (3.39)}^{61}$$

$K_{mb} =$	$\begin{cases} 1.00 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1.10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1.25 & \text{ningún miembro montado separado} \end{cases}$
------------	---

Tabla 3.18: Factor de distribución de carga.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

$$K_{mb} = 1.25$$

$$K_m = 1.25 + 0.0036 (1.02)^2$$

$$K_m = 1.25$$

3.8.2.3.8. Factor de tamaño para resistencia a picadura (C_s).

Este factor refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debida al tamaño y depende de:

- Tamaño del diente.
- Diámetro de la pieza.
- Relación del diente con relación al diámetro de la pieza.

⁶¹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 763

- Ancho de cara.
- Tratamiento térmico.

Según la ecuación 3.40.

$$C_s = 0.125 * F + 0.4375 \quad \text{Si } 0.5 \leq F \leq 4.5 \text{ plg} \quad \text{Ec (3.40)}^{62}$$

$$C_s = 0.125 * 1.02 + 0.4375$$

$$C_s = 0.565 \text{ plg.}$$

3.8.2.3.9. Factor de coronamiento para resistencia a picadura (C_{xc}).

Los dientes de la mayoría de los engranajes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su manufactura para dar cavidad la deflexión de los montajes según tabla 3.19.

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2.0 & \text{o dientes más grandes no coronados} \end{cases}$$

Tabla 3.19: Factor de coronamiento para resistencia a picadura.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

$$C_{xc} = 1.5$$

$$\sigma_c = c_p \left(\frac{W^t}{F \cdot d_p \cdot I} K_o K'_v K_m C_s C_{xc} \right)^{\frac{1}{2}}$$

⁶² BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 763

$$\sigma_c = 2300 \left(\frac{1049.11}{(1.02) \cdot (3.4) \cdot (0.073)} (2.25)(1.26)(1.25)(0.565)(1.5) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = 256589.43 \text{ psi.}$$

3.8.2.3.10. Resistencia al desgaste

$$(\sigma_c)_{Perm} = \frac{S_{ac} \cdot C_L \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot C_R} \quad \text{Ec (3.41)}^{63}$$

Dónde:

$(\sigma_c)_{Perm}$ = Resistencia al desgaste.

S_{ac} = Número de esfuerzo de contacto permisible.

C_L = Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura.

C_H = Factor de relación de dureza.

S_H = Factor de seguridad por desgast.

K_T = Factor de temperatura.

C_R = Factores de confiabilidad.

3.8.2.3.10.1. Número de esfuerzo de contacto permisible (S_{ac})

En las tabla 3.20 se proporcionan los valores de S_{ac} para engranajes de acero y para engranajes de hierro respectivamente. En la figura 3.23 se muestra de manera geométrica el esfuerzo permisible para materiales de grado 1 y 2.

⁶³ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009.

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ^a	Número de esfuerzo por contacto permisible lb/pulg ² (N/mm ²)	
			Grado 1 ^b	Grado 2 ^b
Acero	Endurecido completamente ^c	Fig. 15-12	Fig. 15-12	Fig. 15-12
	Endurecido por flama o inducción ^d	50 HRC	175 000 (1210)	190 000 (1310)
	Carburizado y endurecido superficial	2003-897	200 000 (1380)	225 000 (1550)
AISI 4140	Nitrurado ^e	Tabla 8 84,5 HR15B		145 000 (1000)

Tabla 3.20: Número de esfuerzo de contacto permisible.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$$S_{ac} = 200000.$$

3.8.2.3.10.2. Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura (C_L).

Según la tabla 3.21 el factor de ciclos de esfuerzo es según las expresiones 3.42.

$$C_L = 3.4822 * N_L^{-0.0602} \quad \text{Si } 10^4 \leq N_L \leq 10^{10} \quad \text{Ec (3.42)}^{64}$$

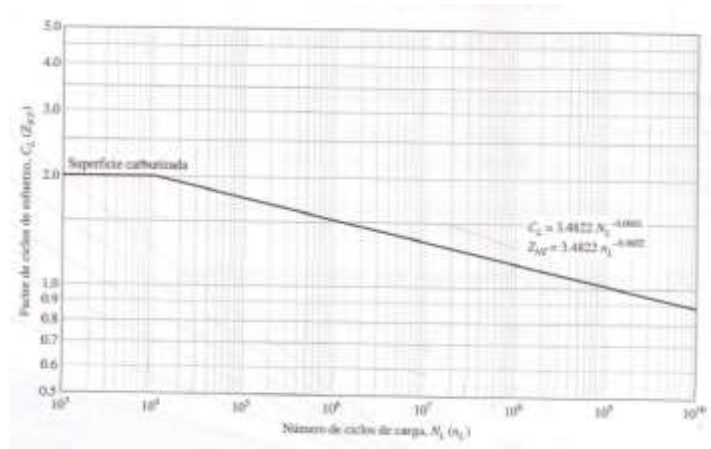


Tabla 3.21: Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

⁶⁴ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 765.

$$N_L = 1.5$$

$$C_L = 3.4822 * 1.5^{-0.0602}$$

$$C_L = 3.39$$

3.8.2.3.10.3. Factor de relación de dureza (C_H).

“Según teoría la dureza del piñón como el de la corona son iguales así también como su rugosidad”.⁶⁵

$$C_H = 1.$$

3.8.2.3.10.4. Factor de seguridad por desgaste (S_H).

Se va considera un factor de diseño que resguarde la falla por picadura igual a 2 donde:

$$S_H = \sqrt{2} = 1.414.$$

3.8.2.3.10.5. Factor de temperatura (K_T).

$$K_T = 1. \quad \text{Si } 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F} \quad \text{Ec(3.43)}^{66}$$

3.8.2.3.10.6. Factores de confiabilidad(C_R).

Este factor toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material como indica la tabla 3.22.

⁶⁵ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 766.

⁶⁶ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p.766.

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85

Tabla 3.22: Factores de confiabilidad.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

Para una confiabilidad 0.99: $K_R = 1$.

$$C_R = \sqrt{K_R}$$

$$C_R = \sqrt{1}$$

$$C_R = 1.$$

Según la ecuación:

$$(\sigma_c)_{Perm} = \frac{S_{ac} * C_L * C_H}{S_H * K_T * C_R}$$

$$(\sigma_c)_{Perm} = \frac{200000 * 3.39 * 1}{1.414 * 1 * 1}$$

$$(\sigma_c)_{Perm} = 479490.80 \text{ psi.}$$

3.8.2.3.10.7. Factor de Seguridad por desgaste de la rueda (S_H)

$$S_H = \frac{(\sigma_c)_{Perm}}{\sigma_c}$$

$$S_H = \frac{479490.80 \text{ psi}}{256589.43 \text{ psi}}$$

$$S_H = 1.05$$

Lo que proporciona un factor real de seguridad $S_H^2 * 2$ (Factor de diseño)

$$1.05^2 * 2 = 2.205.$$

3.8.2.3.11. Desgaste del piñón.

3.8.2.3.11.1. Cálculo de esfuerzo por contacto.

$$(\sigma_c)_{Perm} = \frac{S_{ac} * C_L * C_H}{S_H * K_T * C_R}$$

$$(\sigma_c)_{Perm} = \frac{200000 * 1.70 * 1}{1.414 * 1 * 1}$$

$$(\sigma_c)_{Perm} = 240452.61 \text{ psi.}$$

3.8.2.3.11.2. Factor de Seguridad por desgaste del piñón (S_H).

$$S_H = \frac{(\sigma_c)_{Perm}}{\sigma_c}$$

$$S_H = \frac{479490.80 \text{ psi}}{240452.61 \text{ psi}}$$

$$S_H = 1.27$$

Lo que proporciona un factor real de seguridad $S_H^2 * 2$ (Factor de diseño).

$$1.27^2 * 2 = 3.17.$$

3.8.2.3.12. Análisis por flexión.

$$S_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_T K_R} \quad \text{Ec (3.44)}^{67}$$

Dónde:

W^t = Fuerza tangencial.

F = Ancho de la cara.

P_d = Paso diametral transversal exterior.

K_o = Factor de sobrecarga.

K_v = Factor de dinámico.

K_s = Factor de tamaño de resistencia a la flexión.

K_m = Factor de distribución de carga.

K_T = Factor de temperatura.

K_R = Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión.

3.8.2.3.12.1. Fuerza tangencial (W^t).

$$W^t = \left(\frac{33000 * H}{V} \right)$$

Dónde:

H : Potencia en hp

V : Velocidad

$$V = \left(\frac{\pi * d_p * n_p}{12} \right)$$

$$V = \left(\frac{\pi * 3.4 \text{ plg} * 455}{12} \right)$$

⁶⁷ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 772.

$$V = 405 \text{ ft/min.}$$

De acuerdo a la fuerza tangencial es igual:

$$W^t = \left(\frac{33000 * 12.87 \text{ hp}}{405 \text{ ft/min}} \right)$$

$$W^t = 1049.11 \text{ lf.}$$

3.8.2.3.12.2. Cálculo del ancho de la cara (F):

$$A_0 = \frac{d_p}{2 \operatorname{sen} \gamma} \quad \text{Ec(3.44)}^{68}$$

$$A_0 = \frac{3.4 \text{ plg}}{2 \operatorname{sen} 30}$$

$$A_0 = 3.4 \text{ plg.}$$

$$F = (0.3 * A_0)$$

$$F = (0.3 * 3.4)$$

$$F = 1.02 \text{ plg.}$$

A lo largo del diseño el subíndice P indicara que se trata del piñón y el subíndice R indicara que se trata de la corona o rueda.

⁶⁸ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 776.

3.8.2.3.12.3 Factor de sobrecarga (K_o).

Este factor tiene como objetivo tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal (W^t) en una aplicación particular. Como se muestra en la tabla 3.23.

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Tabla 3.23: Factor de sobrecarga.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$$K_o = 2.25.$$

3.8.2.3.12.4. Factor de dinámico (K_v).

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranajes en movimiento. El error de transición se define como la desviación de la velocidad angular uniforme del par de engranes. Algunos de los defectos que producen errores de transición son:

- Vibración de los dientes durante el acoplamiento debido a su rigidez.
- Magnitud de la velocidad en la línea de paso.
- Desequilibrio dinámico de los elementos rotatorios.
- Desgaste y deformación permanente de partes en contacto de los dientes.
- Fricción entre dientes.

“Para un control de estos efectos la AGMA ha definido un conjunto de control de calidad. Tales números definen las tolerancias para engranajes de diferentes tamaños fabricados con una calidad específica. Las clases de 3 a la 7 incluyen la mayoría de engranajes de calidad comercial. Las clases de 8 a la 12 son de calidad de precisión.

El número de nivel de transición Q_v del AGMA se puede considerar es igual al número de calidad”.⁶⁹

Se establece el número de exactitud de transición $Q_v = 6$

$$K'_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v_t}} \right)^{-B} \quad \text{Ec (3.46)}^{70}$$

Dónde:

A, B son constantes.

v_t = Velocidad en la línea de paso en el diámetro primitivo.

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$A = 50 + 56 (1 - 0.82)$$

$$A = 60.08.$$

$$B = 0.25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0.25 (12 - 6)^{\frac{2}{3}}$$

$$B = 0.82.$$

⁶⁹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 761.

⁷⁰ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p.761.

En la Ec (3.46)

$$K'_v = \left(\frac{60.08}{60.08 + \sqrt{405}} \right)^{-0.82}$$

$$K'_v = 1.26.$$

3.8.2.3.12.5. Factor de tamaño de resistencia a la flexión (K_s)

Si $0.5 \leq P \leq 16$ dientes/pulg

$$K_s = (0.4867 + 0.2132) / Pd$$

$$K_s = (0.4867 + 0.2132) / 5$$

$$K_s = 0.5293 \text{ dientes/pulg.}$$

3.8.2.3.12.6. Factor de distribución de carga (K_m).

Con este factor se modifica las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto según la tabla 3.24.

$$K_m = K_{mb} + 0.0036 F^2 \quad \text{Ec (3.47)}^{71}$$

$K_{mb} =$	1.00	ambos miembros montados separados
	1.10	un miembro montado separado
	1.25	ningún miembro montado separado

Tabla 3.24: Factor de distribución de carga.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

⁷¹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 763.

$$K_{mb} = 1.25$$

$$K_m = 1.25 + 0.0036 (1.02)^2$$

$$K_m = 1.25$$

3.8.2.3.12.7. Factor de temperatura (K_T)

$$K_T = 1 \quad \text{Si } 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F}$$

3.8.2.3.12.8. Factor de confiabilidad (K_R)

Este factor toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de las cargas no se absorben aquí, considerando el valor de la tabla 3.25.

Confiabilidad	$K_R (Y_2)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85

Tabla 3.25: Factores de confiabilidad.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

Para una confiabilidad 0.99 : $K_R = 1$

Entonces:

$$S_t = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_T K_R}$$

$$S_t = \frac{1049.11}{1.02} (5)(2.25) \cdot (1.26) \frac{(0.5293) \cdot (1.25)}{(1)(0.229)}$$

$$S_t = 50792.63 \text{ Psi (Rueda)}$$

3.8.2.3.12.9. Resistencia a la Flexión del engranaje.

$$S_{Wt} = (\sigma_c)_{\text{Perm}} = \frac{S_{at} * K_L}{S_F * K_T * K_R} \quad \text{Ec(3.48)}^{72}$$

Dónde:

S_{at} = Número de esfuerzo de flexión.

K_L = Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión.

S_F = Factor de seguridad por flexión.

K_T = Factor de temperatura.

K_R = Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión.

3.8.2.3.12.10. Número de esfuerzo de flexión (S_{at})

De acuerdo la tabla 3.26 se elige un factor de carga de:

Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Número de esfuerzo por flexión (permisible), $S_{at}(\sigma_{flim})$ lbf/pulg ² (N/mm ²)		
		Grado 1 [†]	Grado 2 [†]	Grado 3 [†]
Endurecido completamente	Fig. 15-13	Fig. 15-13	Fig. 15-13	
Endurecido por flama o inducción				
Raíces no endurecidas	50 HRC	15 000 (85)	13 500 (95)	
Raíces endurecidas		22 500 (154)		
Carburizado y endurecido superficial [†]	Tabla 8 2003-B97	30 000 (205)	35 000 (240)	40 000 (275)
Nitrurado ^{†,‡}	84,5 HR15N		22 000 (150)	

Tabla 3.26: Factor de sobrecarga.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

$$S_{at} = 30000 \text{ psi.}$$

⁷² BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 772.

3.8.2.3.12.11. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión (K_L)

$$K_L = 1.683 N_L^{-0.0323} \text{ Si } (3(10^6) \leq N_L \leq 10^{10})$$

$$K_L = 1.683 (10^7/3)^{-0.0323}$$

$$K_L = 1.036.$$

3.8.2.3.12.12. Factor de seguridad por flexión (S_F).

Se va a considerar un factor de diseño que resguarde la falla por picadura igual:

$$S_F = 2.$$

3.8.2.3.12.13. Factor de temperatura (K_T).

$$K_T = 1 \quad \text{Si } 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F} \quad \text{Ec(3.49)}^{73}$$

3.8.2.3.12.14. Factor de confiabilidad de resistencia a la flexión (K_R)

Según tabla 3.27:

Confiabilidad	K_R (Y_2)
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85

Tabla 3.27: Factor de confiabilidad.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

Para una confiabilidad 0.99 : $K_R = 1$.

⁷³ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 766.

Entonces:

$$S_{Wt} = (\sigma_c)_{Perm} = \frac{30000 * 1}{2 * 1 * 1}$$

$$S_{Wt} = (\sigma_c)_{Perm} = = \mathbf{15000 \text{ Psi.}}$$

3.8.2.3.12.15. Factor de Seguridad por desgaste de la rueda (S_F).

$$S_F = \frac{(\sigma_c)_{Perm}}{\sigma_c}$$

$$S_F = \frac{15000 \text{ psi}}{50792.63 \text{ psi}}$$

$$\mathbf{S_F = 0.76}$$

Lo que proporciona un factor real de seguridad $S_F * 2$ (Factor de diseño)

$$0.76 * 2 = \mathbf{1.52}$$

3.8.2.3.12.16. Factor de Seguridad por desgaste del piñón (S_F).

$$S_t = (S_T) * \frac{J_r}{J_p}$$

$$S_t = (50792.63) * \frac{0.19}{0.229}$$

$$\mathbf{S_t = 42142.36 \text{ Psi.}}$$

3.8.2.3.12.17. Resistencia a la flexión.

$$(\sigma_c)_{Perm} = \frac{30000 * 0.99}{2 * 1 * 1}$$

$$(\sigma_c)_{Perm} = \mathbf{14850 \text{ Psi}}$$

3.8.2.3.12.18. Factor de Seguridad por desgaste del piñón (S_F).

$$S_F = \frac{(\sigma_c)_{Perm}}{\sigma_c}$$
$$S_F = \frac{14850 \text{ psi}}{42142.36 \text{ psi}}$$

$$S_F = 0.65$$

Lo que proporciona un factor real de seguridad $S_F * 2$ (Factor de diseño)

$$0.65 * 2 = 1.3$$

3.9. Diseño de la camisa.

La camisa va provista de tres chaveteros en su diámetro interno, consta de 2 diámetros para el alojamiento de dos rodamientos, un diámetro donde va un piñón cónico y un diámetro externo para poder sujetar las chavetas mediante tres pernos.

3.9.1 Selección del material.

El material para la construir la camisa es bronce fosfórico bronce aluminio SAE 68 como se muestra en la figura 3.24.



Figura 3.24: Bronce Perforado

Fuente: <http://www.rocamet.supersitio.net>.

3.9.2 Aplicaciones.

Coronas, piñones, vástagos, cuerpos de válvulas y bombas, agitadores, conectores y terminales eléctricos, herramientas anti chispa. Bujes, máquinas, herramientas, guías. Sus propiedades mecánicas se observan en la tabla 3.28.

Composición Química				
%Cu (mín.)	%Fe	%Al	%Mn (máx.)	%Ni (inc. Co) (máx.)
63,0	3,0 - 5,0	10,0 - 11,5	0,5	1,5
Propiedades Mecánicas				
Esfuerzo Fluencia (mín.) (Kg/mm²)	Esfuerzo Tracción (mín.) (Kg/mm²)		Elongación (mín.) %	
22	59		12	
Características Técnicas				
Resistencia a la Corrosión Excelente	Resistencia al Desgaste Excelente	Cualidad Antifricción Excelente	Propiedades a Altas T° Excelente	
Condiciones de Trabajo				
Velocidad Baja	Carga Presión Alta		Lubricación Forzada	

Tabla 3.28: Propiedades de Bronce Fosfórico.

Fuente: http://www.acerosotero.cl/bronce_fosfórico_sae_640.html.

3.9.3. Cálculo de diámetro para que se aloje el piñón cónico.

Para el cálculo se considera que las fuerzas son transmitidas por el piñón hasta el eje de manera puntual y están ubicadas en el punto C, los valores de los diámetros para el eje así como para los apoyos se seleccionan en base al tamaño de los rodamientos y retenedores existentes en el mercado.

A continuación en la figura 3.25 se presenta el diagrama de cuerpo libre.

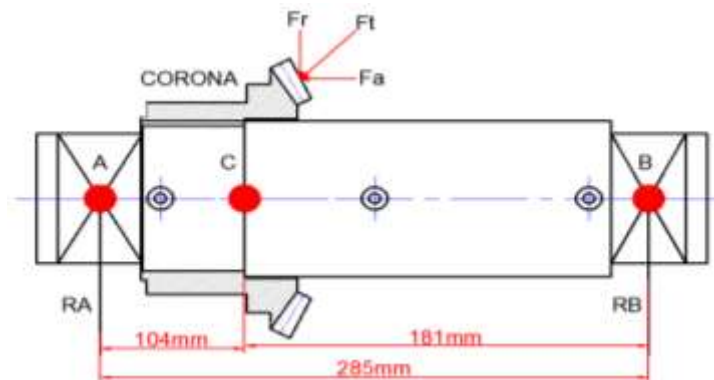


Figura 3.25: Diagrama de Cuerpo Libre.

Fuente: Los Autores.

Se calcula la fuerza tangencial que se produce en el piñón cónico, de acuerdo a la ecuación 3.50.

$$T = F_t * \frac{Dm}{2} \quad \text{Ec (3.50)}^{74}$$

Dónde:

T = Torque.

F_t = Fuerza tangencial.

Dm = Diámetro primitivo del piñón (157.48 mm).

$$F_t = \frac{2T}{Dm} = \frac{2 * 366.70 \text{ N-m}}{0.157 \text{ m}} = \mathbf{5641.53 \text{ N}}$$

3.9.4. Cálculo del ángulo de paso.

Para esto se necesita el número de dientes tanto de la rueda como del piñón.

$$Z_P = 17.$$

$$Z_R = 31.$$

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{Z_P}{Z_R} \right) \quad \text{Ángulo de paso del piñón.}^{75}$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{Z_R}{Z_P} \right) \quad \text{Ángulo de paso de la rueda.}^{76}$$

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{17}{31} \right) = 30^\circ$$

⁷⁴ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 323.

⁷⁵ LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008, p. 344

⁷⁶ LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008, p. 344.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{31}{17} \right) = 60^\circ$$

Con el ángulo de paso de la rueda y el ángulo de presión de los piñones se calcula la fuerza axial y radial.

Ángulo de presión = 20°

$$F_r = F_t * \tan 20^\circ * \cos \beta = 5641.53 \text{ N} * \tan 20^\circ * \cos 60^\circ = \mathbf{1026.67 \text{ N}}.$$

$$F_a = F_t * \tan 20^\circ * \sin \beta = 5641.53 \text{ N} * \tan 20^\circ * \sin 60^\circ = \mathbf{1778.25 \text{ N}}.$$

3.9.5. Cálculo de las reacciones.

Los diagramas de cuerpo libre para las fuerzas axiales, las fuerzas transversales y momentos flectores se dan en las figuras 3.26, 3.27 y 3.28.

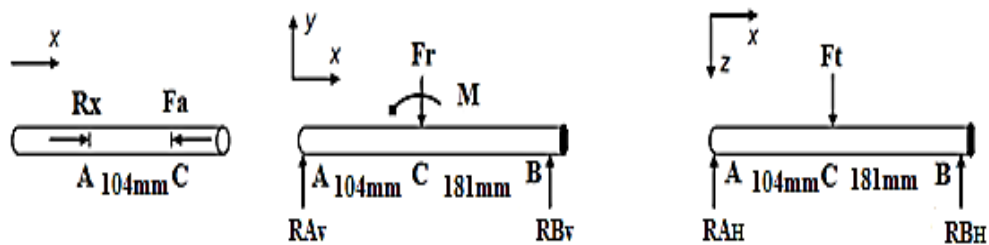


Figura 3.26: Diagramas de Cuerpo libre.

Fuente: Los Autores.

$$M = 1778.25 \text{ N} * 0.065 \text{ m} = \mathbf{115.58 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Plano vertical

$$\sum M_A = 0$$

$$1026.67 \text{ N} \cdot 0.104 \text{ m} - 115.58 \text{ N} \cdot \text{m} = R_{BV} \cdot 0.285$$

$$R_{BV} = - 30.89 \text{ N}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} - F_r = 0 \quad R_{AV} = 996.67 \text{ N}$$

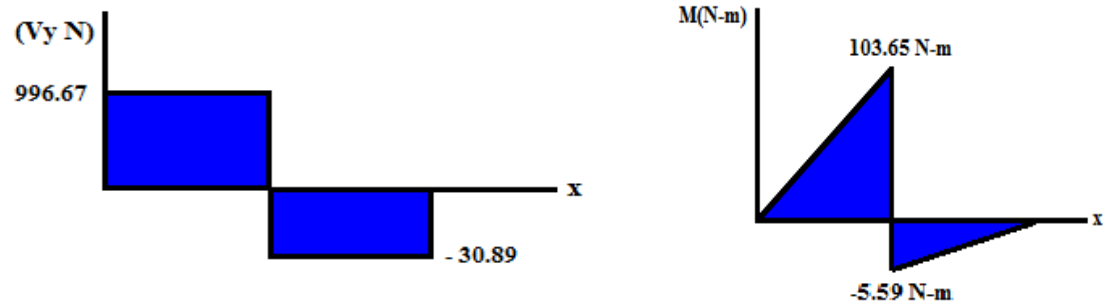


Figura 3.27: Diagrama de Corte y Diagrama de Momento.

Fuente: Los Autores.

Plano horizontal

$$\sum M_A = 0$$

$$5641.53 \text{ N} \cdot 0.104 \text{ m} - R_{BH} \cdot 0.285 = 0 \quad R_{BH} = 2058.66 \text{ N}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} - F_t = 0 \quad R_{AH} = 3582.86 \text{ N}$$

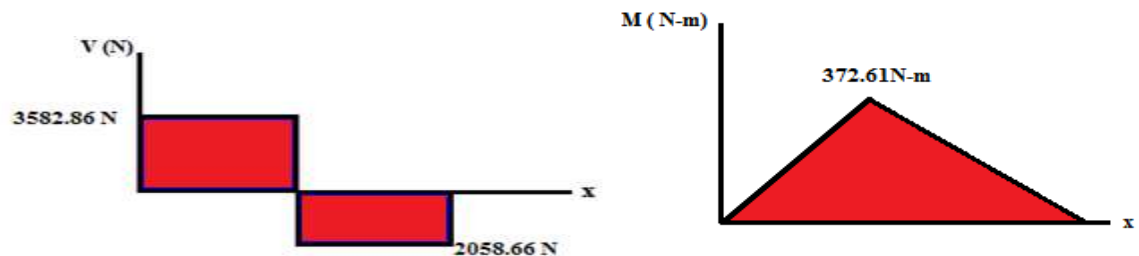


Figura 3.28: Diagrama de Corte y Diagrama de Momento.

Fuente: Los Autores.

Sección crítica punto C

$$M_T = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sqrt{103.65^2 + 372.61^2} = \mathbf{386.75 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

3.9.6 Análisis estático

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 386.70 \text{ N}\cdot\text{m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{1867.58 \text{ N}\cdot\text{m}}{d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 386.75 \text{ N}\cdot\text{m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{3939.40 \text{ N}\cdot\text{m}}{d^3}$$

Utilizando la teoría de energía de distorsión se tiene la expresión 3.51.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{Ec(3.51)}^{77}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{3939.40 \text{ N}\cdot\text{m}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{1867.58 \text{ N}\cdot\text{m}}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{7097.29 \text{ N}\cdot\text{m}}{d^3} \quad ; \quad n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Se iguala las ecuaciones:

$$3 \cdot \frac{7097.29}{d^3} = 215.6 \text{ MPa}$$

$$d^3 = 3 \cdot \frac{7097.29}{215600000}$$

⁷⁷ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 782.

$$d^3 = \sqrt[3]{9.87 \times 10^{-5}}$$

$$d = 46.23 \text{ mm}$$

Este diámetro no se puede tomar en consideración debido a que el diámetro del vástago es de 63mm por lo cual se usara un diámetro de 83 mm.

3.9.7 Análisis por fatiga.

$$M_a = 386.75 \text{ N} - m$$

$$\tau_a = 366.70 \text{ N} - m$$

3.9.8. Propiedades del material.

$$S_y = 215.6 \text{ Mpa} \text{ y } S_u = 578.2 \text{ Mpa}.^{78}$$

$$- S_{ys} = 0.577 S_y = 0.577 * 215.6 \text{ Mpa} = 124.40 \text{ Mpa}.^{79}$$

$$- S_e' = 0.5 S_u = 0.5 * 578.2 \text{ Mpa} = 289.1 \text{ Mpa}.^{80}$$

3.9.9. Factores que reducen la resistencia a la fatiga.

Se debe calcular los siguientes factores para obtener el límite de resistencia como indica la siguiente ecuación 3.52.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{car} * S_e' \quad \text{Ec(3.52)}^{81}$$

⁷⁸ Iván Bohman C.A ,*Catálogo de Materiales de Ingeniería*, IBCA, 2010

⁷⁹ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p. 310

⁸⁰ FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Limusa, México, 1995, p. 311

Dónde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de efectos varios.

K_{car} = Factor de carga.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria

3.9.9.1. Cálculo del factor de superficie (K_a).

Con el valor de $S_u = 578.2 \text{ MPa}$, en la figura 3.29 se obtiene el factor de superficie K_a

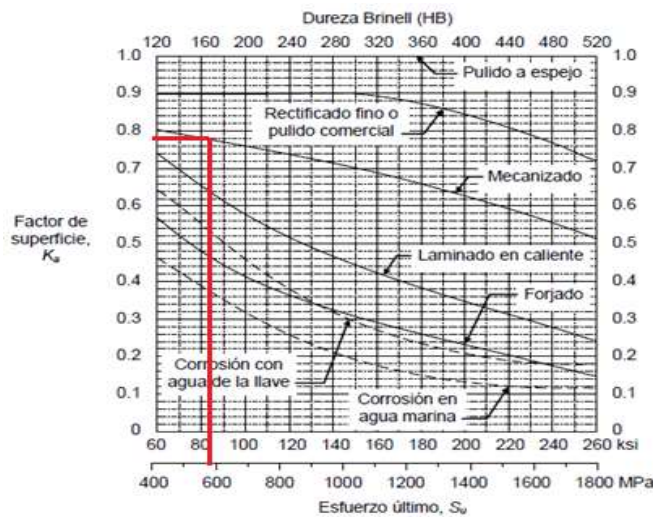


Figura 3.29: Factor de superficie K_a .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

$K_a = 0.78$ para una superficie mecanizada.

⁸¹ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 273.

3.9.9.2. Cálculo del factor de tamaño (K_b).

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial no existe este efecto. Ver tabla 3.29.

Flexión giratoria:	$d_e = d$	$K_b = 1$, si $d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)}$ $K_b = 1.189d_e^{-0.097}$, si $8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$ $(K_b = 0.869d_e^{-0.097})$, si $0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}$ $K_b = 0.6$, si $d_e > 250 \text{ mm (10 in)}$.	} Flexión o torsión
Flexión no giratoria ¹ :	$d_e = 0.37d$		
Torsión:	$d_e = d$		

Tabla 3.29: Factor K_b .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$$K_b = 1.189d_e^{-0.097}$$

$$K_b = 1.189 * 83^{-0.097} = \mathbf{0.77}$$

3.9.9.3. Cálculo de factor de confiabilidad (K_c).

El factor de confiabilidad, K_c , corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Se obtiene en la tabla 3.30.

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Tabla 3.30: Factor de confiabilidad K_c .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

Tomando las condiciones más críticas, $K_c = \mathbf{0.753}$ (confiabilidad del 99.9%)

3.9.9.4. Cálculo del factor de temperatura (K_d).

Las propiedades de un material dependen de su temperatura, un acero puede fragilizarse al ser sometido a “bajas” temperaturas, y la resistencia a la fatiga puede reducirse notoriamente por encima de unos 500 °C.

$$K_d = 1 \quad \text{si } T_{emp} \leq 450^\circ.$$

3.9.9.5. Cálculo del factor de efectos varios (K_e)

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_e . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos.

En general, $0 \leq K_e \leq 1$; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar

$$K_e = 1.$$

Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen:
Corrosión, Proceso de manufactura, esfuerzos residuales y recubrimientos.

3.9.9.6. Cálculo de factor de carga (K_{car})

El comportamiento a la fatiga de un elemento depende también del tipo de carga al cual se somete. Las resistencias a la rotura y a la fluencia de un material son diferentes para esfuerzos cortantes y normales; sucede lo mismo con la resistencia a la fatiga.

Además, también hay diferencia entre carga axial y flexión, a pesar de que ambos tipos de carga generan esfuerzos normales.

$$K_{car} = 1. \quad \text{Flexión y torsión}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{car} * S_e'$$

$$S_e = 0.78 * 0.77 * 0.75 * 1 * 1 * 1 * 289.1 \text{Mpa}$$

$$S_e = 130.22 \text{ Mpa.}$$

3.9.10. Concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca.

Para tener en cuenta estos dos últimos, se define el índice de sensibilidad a la entalla, q , el cual es un coeficiente cuyo valor representa qué tan sensible es el material a la discontinuidad de radio r (qué tanto se afecta su resistencia a la fatiga). El coeficiente q varía desde 0, cuando el material no tiene sensibilidad a la discontinuidad, hasta 1, cuando el material es totalmente sensible a ésta.

El índice de sensibilidad a la entalla se ha definido matemáticamente como:

$$q = \frac{K_{f-1}}{K_{t-1}}$$

Dónde:

q = Índice de sensibilidad de entalla.

K_f = Concentración de esfuerzo a la fatiga.

K_t = Factor teórico de concentración de esfuerzo.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec (3.53)}^{82}$$

Dónde:

q = Índice de sensibilidad de entalla.

\sqrt{a} = Constante que depende del material (constante de Neuber).

⁸² BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 281

\sqrt{r} = Radio de la discontinuidad (2.5mm). Ver tabla 3.31.

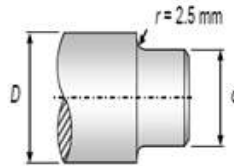


Tabla 3.31: Elemento de sección circular con cambio de sección.

De la tabla 3.31 se obtiene la constante de Neuber con el S_u del material.

S_u		\sqrt{a}			
(ksi)	(MPa)	Carga axial y flexión		Torsión	
		(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1240	0.024	0.12	0.018	0.09
200	1380	0.018	0.09	0.013	0.07
220	1515	0.013	0.07	0.009	0.05
240	1655	0.009	0.05		

Nota: los valores de la constante de Neuber para torsión equivalen a los de esfuerzos normales, cuando se toma un valor de S_u que sea 20 ksi (138 MPa) mayor que el del material.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.40}}{\sqrt{2.5\text{mm}}}} = 0.80$$

Mediante la tabla 3.32 se elige el factor de concentración de esfuerzos.

Condición geométrica	Factor K_t
Cuñero de perfil	2.0
Cuñero de patín	1.6
Cambio de sección con radios de enlace pequeños	2.5
Cambios de sección con radios de enlace grandes	1.5
Ranuras	1.3

Tabla 3.32: Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_t = 2.5$$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.80 (2.5 - 1) = 2.2 \text{ Para flexión}$$

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patin	1.3	1.3	1.6	1.6

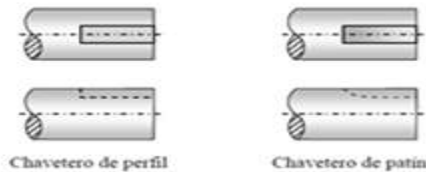


Tabla 3.33: Factor teórico de concentración de esfuerzos.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_{fs} = 1.3 \text{ Para Torsión (Ver tabla 3.35).}$$

A continuación se calcula los esfuerzos medios y alternos de acuerdo a la ecuación 3.54.

$$\sigma'_a = \sqrt{(K_f * \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} * \tau_a)^2} \quad \text{Ec (3.54)}^{83}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(2.2 * \frac{3939.40 \text{ N-m}}{\pi * 0.083^3}\right)^2 + 3(K_{fs} * 0)^2}$$

$$\sigma'_a = 20.8 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * \sigma_m)^2 + 3(K_{fs} * \tau_m)^2} \quad \text{Ec(3.55)}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * 0)^2 + 3\left(1.3 * \frac{1867.58 \text{ N-m}}{\pi * 0.083^3}\right)^2}$$

⁸³ BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009, p. 780

$$\sigma'_m = 3.34 \text{ Mpa.}$$

Para el cálculo por fatiga la línea de goodman modificada de acuerdo a la expresión 3.56

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad \text{Ec(3.56)}^{84}$$

$$S_m = \frac{130.22 \text{ Mpa}}{\frac{20.8 \text{ Mpa}}{3.34 \text{ Mpa}} + \frac{130.22 \text{ Mpa}}{578.2 \text{ Mpa}}} = 20.18 \text{ Mpa}$$

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma'_m}$$

$$\eta = \frac{20.18 \text{ Mpa}}{3.34 \text{ Mpa}} = 6$$

3.9.11. Diseño de chaveta para corona.

Se selecciona el material AISI 1045.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
		Ancho, W	Altura, H	
Más de	Hasta (incl.)		Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16
1	1 1/8	5/16	5/16	1/4
1 1/8	1 1/4	3/8	3/8	1/4
1 1/4	2	1/2	1/2	3/8
2	2 1/2	5/8	5/8	7/16
2 1/2	3	3/4	3/4	1/2
3	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4	1	1	3/4

Tabla 3.34: Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Fuente: MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2009.

⁸⁴ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 191.

El diseño una cuña para un eje de $\varnothing 82$ mm, donde se va alojar la corona es rectangular según como muestra la tabla 3.34.

$$3/4 \times 1/2$$

La chaveta tendrá la longitud de la manzana del piñón: $l = 45$ mm.

3.9.11.1. Cálculo de fuerza cortante.

$$F = \frac{366.70 \text{ N-m}}{0.041 \text{ m}}$$

$$F = 8943.90 \text{ N.}$$

$$S_{Sy} = 0.577 * 313.6 \text{ MPa}$$

$$S_{Sy} = 180.94 \text{ MPa.}$$

3.9.11.2. Cálculo del esfuerzo.

$$\tau = \frac{F}{l \times t} \quad \text{Ec (3.62)}^{85}$$

$$\tau = \frac{8943.90 \text{ N}}{0.045 \text{ m} \times 0.019 \text{ m}}$$

$$\tau = 10.46 \text{ MPa.}$$

Para evitar la falla debido al cortante.

$$\tau \leq \frac{S_{Sy}}{n}$$

⁸⁵ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 495.

$$\tau \leq \frac{0.577 \times 313.6 \text{ MPa}}{3}$$

$$\tau \leq 60.31 \text{ Mpa}$$

$$10.46 \text{ MPa} \leq 60.31 \text{ Mpa}$$

La chaveta no va a fallar por cortante, para un factor de diseño $n = 3$.

3.10. Rodamientos.

Se define rodamientos como el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya. Teóricamente, estos cojinetes no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista.

Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura.

“Las bolas, en su trayectoria circular, están sometidas alternativamente a cargas y descargas, lo que produce deformaciones alternantes.

3.10.1 Rodamientos rígidos de bolas

Estos rodamientos son de uso general, ya que pueden absorber cargas radiales y axiales en ambos sentidos, así como las fuerzas resultantes de estas cargas combinadas; a su vez, pueden operar a elevadas velocidades. Estos rodamientos no son desmontables ni autos alienables, como se muestra en la figura 3.30.



Figura 3.30: Rodamientos.

Fuente: www.nke.at/es/rodamientos-aplicaciones/rodamientos-estandar/rodamientos-rigidos-de-bolas.

3.10.2. Rodamientos de bolas a rotula

Este tipo de rodamientos dispone de dos hileras de bolas. La pista de rodadura del anillo exterior forma una superficie esférica común para las dos hileras de bolas, y su centro es coincidente con el del rodamiento; por su parte, el anillo interior tiene dos pistas de rodadura, una para cada hilera de bolas como muestra la figura 3.31.

El anillo interior junto con las bolas de acero y la jaula porta bolas pueden oscilar el anillo exterior, adaptándose automáticamente a un posible delineamiento que pudiera presentar el árbol. Este tipo de rodamientos se utiliza cuando hay desalineaciones del árbol con respecto al alojamiento del soporte.



Figura 3.31: Rodamientos a rotula.

Fuente: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-mecanico1/ocw_rodamientos1.

3.10.3. Rodamientos de bolas con contacto angular.

En este tipo de rodamientos, la línea que une los puntos de contacto de las bolas de acero con los anillos interior y exterior, forma un ángulo con la línea que define la dirección radial, llamado ángulo de contacto. Ver figura 3.32.

Existen rodamientos de doble hilera de bolas con contacto angular y rodamientos de una hilera de bolas con cuatro puntos de contacto, capaces de absorber cargas axiales en ambos sentidos. “Los rodamientos de doble hilera de bolas con contacto angular equivalen a dos rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular en un montaje apareado espalda a espalda, de tal forma, que los anillos interior y exterior, son respectivamente formados cada uno, en una sola pieza”.⁸⁶



Figura 3.32: Rodamientos de bola a contacto angular.

Fuente: http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products?contentId=094796&lang.

3.10.4 Carga axial⁸⁷

Es cuando al rodamiento se aplica una carga en el eje, es decir, necesitas un rodamiento de rodillos cónicos para evitar que se desarme tu rodamiento, y si la carga es en los dos sentidos, debe ser de doble hilera de rodillos cónicos.

⁸⁶ http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products?contentId=100647

⁸⁷ SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 10.

3.10.5 Carga radial⁸⁸

Es aquella que se aplica directamente en el radio o la circunferencia de tu rodamiento, dependiendo la cantidad de carga se pueden usar rodamientos de bolas (esferas), doble hilera de bolas, como se aprecia en la figura 3.33.

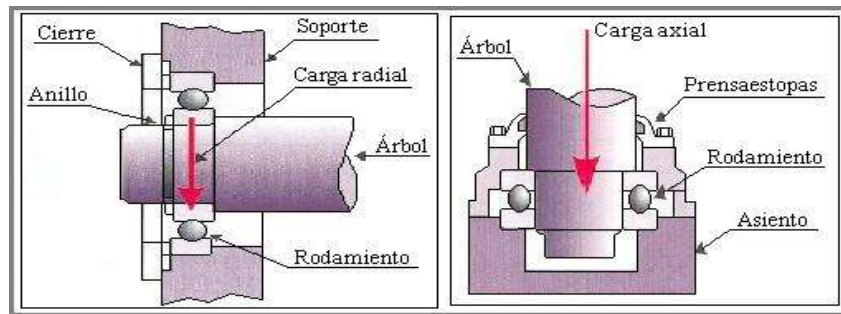


Figura 3.33: Fuerzas que actúan en los rodamientos.

Fuente:http://www.portaleso.com/portaleso/trabajos/tecnología/mecánica/elementos_de_máquinas/rodadura.html.

3.10.6 Selección de rodamientos.

Con la ayuda de catálogo se selecciona los rodamientos, se debe determinar la capacidad de carga y la geometría del rodamiento. Para facilitar los cálculos, algunos fabricantes proporcionan gráficas, tablas de factores de duración y factores de velocidad, consideramos las definiciones por lo que hemos seleccionado rodamientos rígidos de bolas.

La capacidad de carga dinámica básica C , para un rodamiento que soporte una carga P de diseño se determina con la ecuación 3.57:

$$C = \frac{P * f_L}{f_N} \quad \text{Ec (3.57)}^{89}$$

⁸⁸ SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 11

⁸⁹ SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 291.

Dónde:

f_L = Factor de duración.

f_N = Factor de velocidad.

La selección del rodamiento se da después de haber diseñado el eje. Existen dos procedimientos para la selección de un rodamiento, el primero para cuando el rodamiento soporta únicamente carga axial y el otro para cuando el rodamiento soporta una combinación de cargas: radial y de empuje.

En la carga axial es necesario especificar la carga de diseño sobre el rodamiento al cual se le conoce como carga equivalente según expresión 3.58.

$$P = V * R \quad \text{Ec (3.58)}^{90}$$

Dónde:

V = Factor de rotación, tiene el valor de 1 si lo que gira es la pista interior del rodamiento, 1.2 si la pista exterior es la que gira.

R = Carga radial.

3.10.6.1. Rodamiento del apoyo B de la camisa de bronce.

Este tipo de rodamiento está sometido a una carga radial como se aprecia en la figura 3.34.

⁹⁰ SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 292.

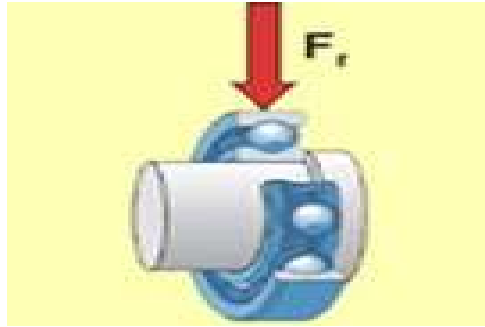


Figura 3.34: Fuerza radial.

Fuente: <http://www.skf.com/skf/support/html/dictionary.jsp?dictPage=c&langpt>.

La figura 3.35 se muestra el rodamiento del apoyo B.

Se considera las reacciones: $R_{BV} = -30.89 \text{ N}$ y $R_{BH} = 2058.66 \text{ N}$.

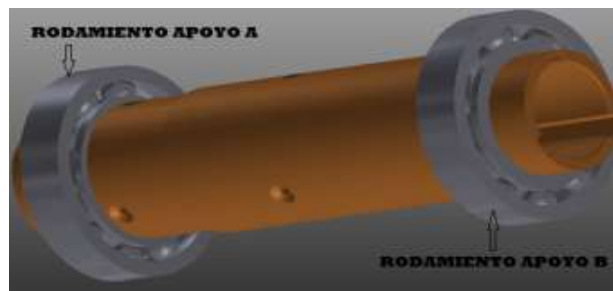


Figura 3.35: Descripción del rodamiento B.

Fuente: Los Autores.

3.10.6.1.1. Carga Radial (R).

$$R = \sqrt{(R_{BV})^2 + (R_{BH})^2}$$

$$R = \sqrt{(-30.89)^2 + (2058.66)^2}$$

$$R = 2058.66 \text{ N}$$

3.10.6.1.2. Factor de rotación (V).

Factor de rotación V	
Gira pista interior	V=1
Gira pista exterior	V=1.2

Tabla 3.35: Factor de rotación.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

En la tabla 3.35 el factor de rotación es: $V=1$

Entonces:

$$P = 1 * (2058.66) \text{ N}$$

$$P = 2058.66 \text{ N}$$

3.10.6.1.3. Duración del diseño del rodamiento (L_{10}).

Se considera que la máquina trabaja las 24 horas. Ver tabla 3.36.

Aplicación	Duración de diseño: L_{10}
Electrodomésticos	1.000 - 2.000
Motores de aviación	1.000 - 4.000
Automotores	1.500 - 5.000
Equipo agrícola	3.000 - 6.000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8.000 - 15.000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20.000 - 30.000
Bombas y compresores	40.000 - 60.000
Equipo crítico en funcionamiento las 24 h	100.000 - 200.000

Tabla 3.36: Duración del rodamiento.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

De acuerdo al trabajo que va a realizar la máquina a construir se considera un L_{10} de diseño 100000 horas.

3.10.6.1.4. Factores de velocidad f_N y duración f_L .

Para este factor f_N se considera los valores de la tabla 3.37 teniendo en cuenta que el motor de la máquina está a 2600 rpm.

$$f_N = 0.24$$

Mientras tanto para f_L se considera el $L_{10} = 100000$ horas se elige:

$$f_L = 5.97$$

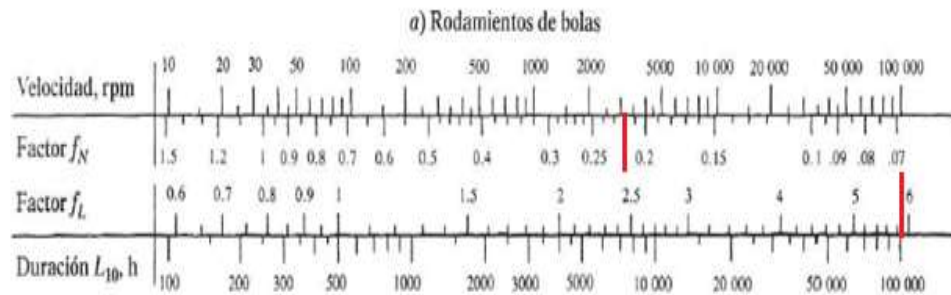


Tabla 3.37: Factor de velocidad.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

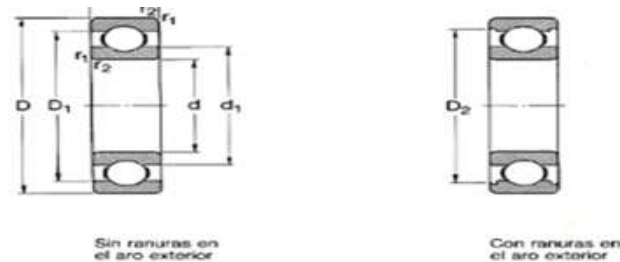
3.10.6.1.5. La capacidad de carga (C):

$$C = \frac{P * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{2058.66 * 5.97}{0.24}$$

$$C = 51466.5 \text{ N}$$

Mediante la tabla 3.38 se selecciona el rodamiento según la capacidad de carga calculada.



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Lubricación con grasa	aceite		
mm			N		N	r/min		kg	—
60	78	10	8 710	6 700	365	7 500	9 000	0,11	61812
	85	13	16 500	12 000	600	7 500	9 000	0,20	61912
	95	13	19 900	15 000	735	6 700	8 000	0,28	16012
	95	18	25 500	23 200	980	6 700	8 000	0,42	6012
	110	22	47 500	32 500	1 400	6 000	7 000	0,78	6212
	130	31	81 900	52 000	2 200	5 000	6 000	1,70	6312
65	150	35	106 000	69 500	2 900	4 800	5 600	2,75	6412
	85	10	11 700	9 150	490	7 000	8 500	0,13	61813
	90	13	17 400	13 400	680	6 700	8 000	0,22	61913
	100	11	21 200	16 600	830	6 300	7 500	0,30	16013
	100	18	30 700	25 000	1 060	6 300	7 500	0,44	6013
	120	23	55 900	40 500	1 730	5 300	6 300	0,99	6213
70	140	33	92 300	60 000	2 500	4 800	5 600	2,10	6313
	160	37	119 000	78 000	3 150	4 500	5 300	3,30	6413
	90	10	12 100	10 000	540	6 700	8 000	0,14	61814
	100	16	23 800	18 300	900	6 300	7 500	0,35	61914
	110	13	28 100	25 000	1 060	6 000	7 000	0,43	16014
	110	20	37 700	31 000	1 320	6 000	7 000	0,60	6014
75	125	24	60 500	45 000	1 900	5 000	6 000	1,05	6214
	150	35	104 000	68 000	2 750	4 500	5 300	2,50	6314
	180	42	143 000	104 000	3 900	3 800	4 500	4,65	6414
	95	10	12 500	10 800	585	6 300	7 500	0,15	61815
	105	16	24 200	19 300	965	6 000	7 000	0,37	61915
	115	13	28 600	27 000	1 140	5 600	6 700	0,46	16015
80	125	20	46 500	35 500	1 600	5 000	6 000	0,95	6215
	130	25	66 300	49 000	2 040	4 800	5 600	1,20	62151
	150	35	114 000	75 000	3 500	3 600	4 300	6,60	6415

Tabla 3.38: Nomenclatura de rodamientos.

Fuente: Catalogo SKF.

3.10.6.2. Seleccionamiento de rodamiento del apoyo A de la camisa de bronce.

En este caso el rodamiento soporta al mismo tiempo una carga radial y una axial para realizar el cálculo de esta carga equivalente P , los catálogos muestran la siguiente ecuación:

$$P = VXR + YT \quad \text{Ec (3.60)}^{91}$$

⁹¹ SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 310.

Dónde:

P = Carga equivalente.

V = Factor de rotación.

X = Factor radial.

R = Carga radial aplicada.

Y = Factor de empuje.

T = Carga de empuje aplicada.

Los valores de X y Y varían con el diseño específico de rodamiento y con la magnitud de la carga de empuje en relación con la carga radial como muestra la figura 3.36.

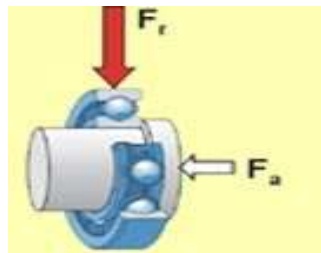


Figura 3.36: Fuerza radial y Fuerza axial.

Fuente: <http://www.skf.com/skf/support/html/dictionary/dictionary.jsp?dictPaget>.

En la figura 3.37 se puede apreciar el rodamiento del apoyo A.



Figura 3.37: Descripción de rodamiento A.

Fuente: Los Autores.

3.10.6.2.1. Carga Radial (R).

$$R = \sqrt{(R_{AV})^2 + (R_{AH})^2}$$

$$R = \sqrt{(996.67)^2 + (3582.86)^2}$$

$$R = 3718.96 \text{ N}$$

3.10.6.2.2. Carga axial aplicada (Fa)

$$F_a = 1778.25 \text{ N}$$

3.10.6.2.3. Factor de empuje (Y).

Mediante la tabla 3.39 se elige el valor promedio más cercano, valor es 1.55

e	T/C_o	Y	e	T/C_o	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.30
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Note: $X = 0.56$, para todos los valores de Y .

Tabla 3.39: Factores de carga radial y empuje para rodamientos de una hilera de bolas.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

3.10.6.2.4. Factor radial (X).

De acuerdo a la tabla 3.39 se tiene:

$$X = 0.56$$

3.10.6.2.5. Factor de rotación (V).

Factor de rotación V	
Gira pista interior	V=1
Gira pista exterior	V=1.2

Tabla 3.40: Factor de rotación.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

De acuerdo la tabla 3.40 el factor de rotación es: **V= 1.**

3.10.6.2.6. Carga equivalente (P).

$$P = VXR + YT$$

$$P = 1 * (0.56) * (3718.96) + 1.5 * (1778.25)$$

$$P = 4749.95 \text{ N.}$$

3.10.6.2.7. Factores de velocidad f_N y duración f_L .

Para este factor f_N se considera los valores de la tabla 3.41 teniendo en cuenta que el motor de la máquina estará a 2600 rpm.

$$f_N = 0.24$$

Mientras tanto para f_L se considera el $L_{10} = 100000$ horas.

$$f_L = 5.97$$

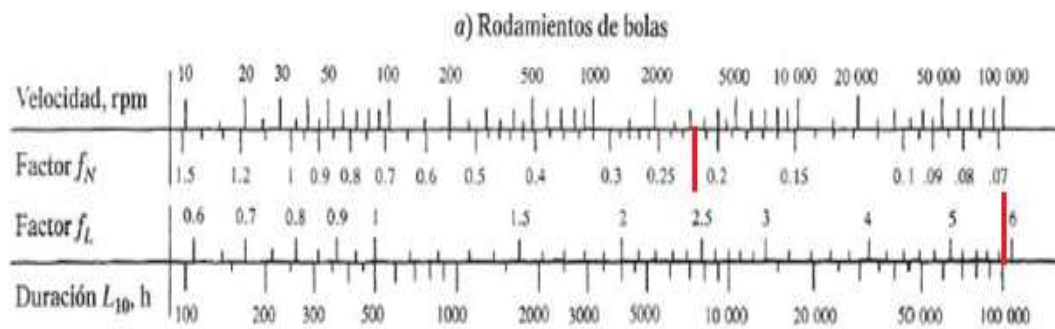


Tabla 3.41: Factores f_N y f_L .

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

3.10.6.2.8. La capacidad de carga (C):

$$C = \frac{P * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{4799.25 * 5.97}{0.24}$$

$$C = 118748.75 \text{ N}$$

Se considera una relación:

$$e = \frac{F_a}{C_o} = \frac{1778.25 \text{ N}}{114000 \text{ N}} = \mathbf{0.0155} \quad \text{Ec (3.61)}^{92}$$

Dónde:

e = Relación entre fuerza axial con la capacidad estática.

F_a = Fuerza axial.

C_o = Capacidad de carga Estática.

⁹² SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 291.

Se debe tomar en cuenta la siguiente relación⁹³:

$$\text{Si } \frac{F_a}{R} \geq e \quad \text{Se aplicara la ecuación: } P = VXR + YT$$

$$\text{Si } \frac{F_a}{R} \leq e \quad \text{Se aplicara la ecuación: } P = R$$

3.10.6.2.9. Carga dinámica:

$$C = \frac{R * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{3718.90 * 6}{0.24}$$

$$C = 92972.5 \text{ N}$$

3.10.6.2.10. Especificaciones y descripción de rodamientos (6215)

En la tabla 3.42 se muestra las características físicas del rodamiento a utilizar:

Diagrama de un rodamiento sin ranuras en el aro exterior. Se muestran las dimensiones: \$r_1\$ (radio de la pista exterior), \$r_2\$ (radio de la pista interior), \$D\$ (diámetro exterior), \$D_1\$ (diámetro interior), \$d\$ (diámetro del eje) y \$d_1\$ (diámetro del eje con ranuras).

Diagrama de un rodamiento con ranuras en el aro exterior. Se muestra la dimensión \$D_2\$ (diámetro exterior con ranuras).

Sin ranuras en el aro exterior

Con ranuras en el aro exterior

Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám.	Capacidad de carga estát.	Carga límite de fatiga	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Lubricación con grasa	Lubricación con aceite		
mm			N		N	r/min		kg	—
60	78	10	8 710	6 700	365	7 500	9 000	0,11	61812
	85	13	16 500	12 000	600	7 500	9 000	0,20	61912
	95	11	19 900	15 000	735	6 700	8 000	0,28	16012
	95	18	29 600	23 200	980	6 700	8 000	0,42	6012
	110	22	47 500	32 500	1 400	6 000	7 000	0,78	6212
	130	31	81 900	52 000	2 200	5 000	6 000	1,70	6312
65	150	35	106 000	69 500	2 500	4 800	5 600	2,75	6412
	85	10	11 700	9 150	490	7 000	8 500	0,13	61813
	90	13	17 400	13 400	680	6 700	8 000	0,22	61913
	100	11	21 200	16 800	830	6 300	7 500	0,30	16013
	100	18	30 700	25 000	1 060	6 300	7 500	0,44	6013
	120	23	55 900	40 500	1 730	5 300	6 300	0,99	6213
70	140	33	92 300	60 000	2 500	4 800	5 600	2,10	6313
	160	37	119 000	78 000	3 150	4 500	5 300	3,30	6413
	90	10	12 100	10 000	540	6 700	8 000	0,14	61814
	100	16	23 800	18 300	900	6 300	7 500	0,35	61914
	110	13	28 100	25 000	1 060	6 000	7 000	0,43	16014
	110	20	37 700	31 000	1 320	6 000	7 000	0,60	6014
75	125	24	60 500	45 000	1 900	5 000	6 000	1,05	6214
	150	35	104 000	68 000	2 750	4 500	5 300	2,50	6314
	180	42	143 000	104 000	3 900	3 800	4 500	4,65	6414
	95	10	12 500	10 800	585	6 300	7 500	0,15	61815
	105	16	24 200	19 300	965	6 000	7 000	0,37	61915
	115	13	28 600	27 000	1 140	5 600	6 700	0,46	16015
80	120	25	66 300	49 000	2 040	4 800	5 600	1,20	6215
	190	45	153 000	114 000	4 150	3 600	4 300	6,60	6415

Tabla 3.42: Nomenclatura de rodamientos.

Fuente: Catalogo SKF.

⁹³ SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 292.

$$D = 130 \text{ mm}$$

$$d = 75 \text{ mm}$$

$$B = 25 \text{ mm}$$

3.10.6.3. Rodamiento para porta vástago

El trabajo que va a realizar el porta – vástago se elige un rodamiento de contacto angular de doble hilera considerando que está sometida a una fuerza de empuje y teniendo en cuenta que el diámetro exterior (a) de vástago es 70 mm.

3.10.6.3.1. Seleccionamiento de rodamiento porta vástago.

Considerando que el diámetro exterior del vástago es 70 mm, se toma en cuenta que el diámetro interior del rodamiento es el mismo.

3.10.6.3.2. Carga Radial (R).

$$F = 3461.36 \text{ N}$$

3.10.6.3.3. Factor de rotación (V).

Factor de rotación V	
Gira pista interior	V=1
Gira pista exterior	V=1.2

Tabla 3.43: Factor de rotación.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

Según la tabla 3.43 el factor de rotación es: **V= 1.**

De acuerdo a la expresión:

$$P = V * R:$$

$$P = 1 * (3461.36) \text{ N}$$

$$P = 3461.36 \text{ N.}$$

3.10.6.3.4. Duración del diseño del rodamiento (L_{10}).

Se considera que la máquina va a trabajar las 24 horas. Ver tabla 3.44.

Aplicación	Duración de diseño: L_{10}
Electrodomésticos	1.000 - 2.000
Motores de aviación	1.000 - 4.000
Automotores	1.500 - 5.000
Equipo agrícola	3.000 - 6.000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8.000 - 15.000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20.000 - 30.000
Bombas y compresores	40.000 - 60.000
Equipo crítico en funcionamiento las 24 h	100.000 - 200.000

Tabla 3.44: Duración del diseño del rodamiento.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

De acuerdo al trabajo que va a realizar la máquina a construir se considera un L_{10} de diseño 100000 horas.

3.10.6.3.5. Factores de velocidad f_N y duración f_L

Para este factor f_N se considera los valores de la tabla 3.45 teniendo en cuenta que el motor de la máquina está a 863 rpm.

$$f_N = 0.29$$

Mientras tanto para f_L considerar el $L_{10} = 100000$ horas que se elige de la tabla 3.46

$$f_L = 5.97$$

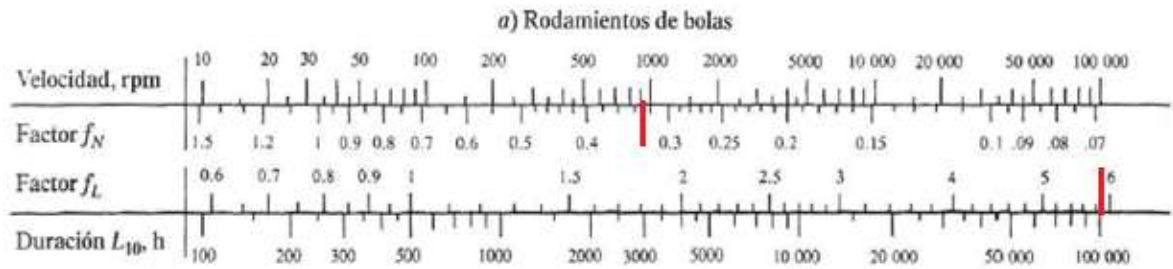


Tabla 3.45: Factores f_N y f_L .

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

3.10.6.3.6. La capacidad de carga (C):

$$C = \frac{P * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{3461.36 \text{ N} * 5.97}{0.29}$$

$$C = 71614.34 \text{ N.}$$

En la tabla 3.46 se elige el rodamiento mediante la capacidad de carga del rodamiento

Rodamientos de bolas con contacto angular, de dos hileras									Tolerancias: ver también Juego axial interno, a Ajustes recomendados. Tolerancias del eje y de
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	de referencia	límite	kg	* - Rodamiento SKF
mm			kN		kN	rpm			
60	130	54	127	95	4,05	5000	5000	3,25	5312 A *
60	130	54	127	95	4,05	5000	5000	3,25	5312 A-2Z *
60	130	54	134	143	6	4500	4800	3,30	5312 E
60	130	54	134	143	6	4500	4800	3,30	5312 E-2Z
60	150	66,7	159	122	5,1	4000	4300	5,70	5412 A
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	1,75	5213 A
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	-	3600	1,75	5213 A-2RS1/MT33
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	1,75	5213 A-2Z/MT33
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	1,75	5213 A *
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	-	3600	1,75	5213 A-2RS1
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	1,75	5213 A-2Z
65	120	38,1	88	106	4,5	4800	5000	1,95	5213 E
65	120	38,1	88	106	4,5	4800	5000	1,95	5213 E-2Z
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	4,10	5313 A *
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	4,10	5313 A-2Z/MT33 *
65	140	58,7	138	122	5,1	4300	4500	4,00	5313 DNRCBM
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	4,10	5313 A *
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	4,10	5313 A-2Z *
65	140	58,7	154	163	6,95	4300	4500	4,20	5313 E
65	140	58,7	154	163	6,95	4300	4500	4,20	5313 E-2Z
65	160	71,4	195	163	6,55	3800	4000	6,75	5413 A
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	1,90	5214 A
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	1,90	5214 A-2Z/MT33
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	1,90	5214 A *

Tabla 3.46: Nomenclatura de rodamientos.

Fuente: Catalogo SKF.

3.10.6.3.7. Especificaciones y descripción de rodamientos (6214 A).

$$D = 125 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

$$B = 40 \text{ mm}$$

3.11. Transmisión por catarinas y cadenas de rodillos.

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica como una serie de eslabones que se unen mediante pernos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable.

Cuando transmite potencia entre flechas o ejes que giran, la cadena activa ruedas dentadas que se enlazan como se muestra en la figura 3.38.

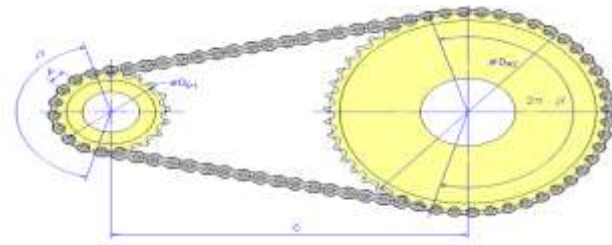


Figura 3.38: Transmisión de potencia por medio de catarinas.

Fuente: <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Apunte%20Cadenass.pdf>.

El tipo más común de cadena es de rodamientos, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas. Otros tipos incluyen una variedad de diseños extendidos, de eslabones que casi siempre se emplean en transportadores. Algunos tipos de cadena pueden observarse en la figura 3.39.

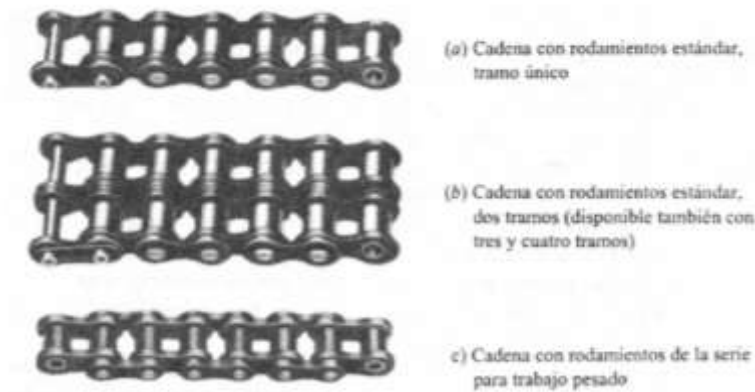


Figura 3.39: Tipos de cadenas.

Fuente: La transmisión de potencia por cadenas de rodillos. INTERMEC.

En muchos casos, y por diversas causas, en que no pueden utilizarse las transmisiones por correa, estas se pueden sustituir por las transmisiones por cadenas, constituidas por cadenas de eslabones articulados que se adaptan a ruedas dentadas, que hacen el efecto de poleas, formando un engrane. Es aplicable cuando las distancias entre los centros de los árboles conductor y conducido es demasiado corta para usar correas y demasiado largas para utilizar engranajes.

Las principales ventajas de su utilización son:

- No presenta deslizamiento, $i = \text{cte.}$
- Es compacta y no requiere tensión inicial como en el caso de las correas.
- Si está bien diseñada es mucho más duradera que las correas.
- Permite trabajar con menores distancias entre centros de poleas, con la consiguiente ventaja económica.
- Ante una rotura de uno o varios eslabones es de fácil arreglo.
- Son poco sensibles al medio en que trabajan.

Las principales desventajas son:

- Solo aplicable cuando los ejes son paralelos, pueden ser varios, pero en todos los casos las ruedas dentadas deben estar en el mismo plano.
- Preferentemente los ejes deben ser horizontales, para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena.
- Son más costosas que las transmisiones a correas.
- Necesitan un buen mantenimiento, con limpiezas periódicas y lubricación adecuada.
- Para absorber los alargamientos deben disponerse los ejes de modo que pueda tensarse la cadena o bien montar un piñón tensor en el ramal flojo.

3.11.1. Diseño de la transmisión por cadena.

Según la figura 3.40 se toma en cuenta las siguientes características.

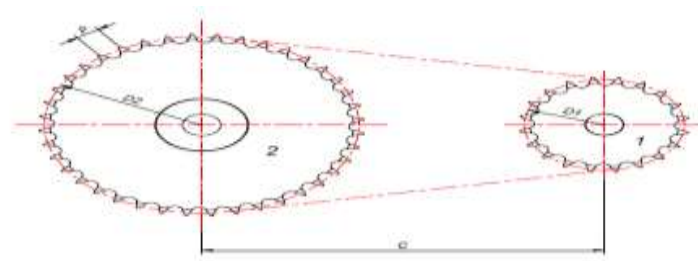


Figura 3.40: Dimensiones de catarinas.

Fuente: INTERMEC, La transmisión de potencia por cadenas de rodillos.

Potencia transmitida: 13 Hp.

Velocidad del motor 2600 rpm.

Velocidad de salida: 866 rpm.

En la tabla 3.47 el factor de servicio: 1.7 ; 10.7

3.11.2. Número de dientes de la catarina grande:

$$N_2 = N_1 * \text{Relación (i)}$$

$$N_2 = 11 * 1.9$$

$$N_2 = \mathbf{21 \text{ dientes}}$$

3.11.3. Diámetro de catarina pequeña:

Dónde:

D = Diámetro de paso.

N = Número de dientes de catarina.

$$D = \frac{P}{\text{Sen} \left(\frac{180^\circ}{N} \right)} \quad \text{Ec (3.63)}^{94}$$

$$D = \frac{25.4 \text{ mm}}{\text{Sen} \left(\frac{180^\circ}{11} \right)}$$

$$\mathbf{D = 90.1 \text{ mm.}}$$

3.11.4. Diámetro de catarina grande.

$$D = \frac{P}{\text{Sen} \left(\frac{180^\circ}{N} \right)}$$

$$D = \frac{25.4 \text{ mm}}{\text{Sen} \left(\frac{180^\circ}{21} \right)}$$

$$\mathbf{D = 170.42 \text{ mm.}}$$

3.11.5. Diseño entre centros.

⁹⁴ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 875.

800 mm → 31.49 pulg.

Cálculo de longitud necesaria en pasos de acuerdo a la expresión 3.64:

Dónde:

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C}{P}\right)} \quad \text{Ec(3.64)}^{95}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{2(31.49 \text{ pulg})}{1 \text{ pulg}} + \frac{21 + 11}{2} + \frac{(21 - 11)^2}{4\pi^2 \left(\frac{31.49 \text{ pulg}}{1 \text{ pulg}}\right)}$$

$$\frac{L}{P} = 62.98 + 16 + 0.0804$$

$$\frac{L}{P} = \mathbf{79.06 \text{ Pasos.}}$$

Reemplazando el valor de L en la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{L}{P} = 79.06 \text{ pasos}$$

$$L = 79.06 * 1 \text{ pulg}$$

$$\mathbf{L = 79 \text{ pulg.}}$$

Distancia teórica entre centros:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - 8 \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ec(3.65)}^{96}$$

⁹⁵ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 880.

⁹⁶ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 880

$$C = \frac{1}{4} \left[79 - \frac{21+11}{2} + \sqrt{\left(79 - \frac{21+11}{2} \right)^2 - 8 \frac{(21-11)^2}{4 \pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[63 - \frac{21+11}{2} + \sqrt{2756.25 - 20.64} \right]$$

$$C = 28.82 \text{ pulg}$$

3.11.6. Cálculo de ángulo de contacto de catarina pequeña.

Este ángulo debe ser mínimo de 120° ⁹⁷

Según la ecuación 3.66:

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right) \quad \text{Ec(3.66)}^{98}$$

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{170.42 - 90.1}{2 (732)} \right)$$

$$\theta = 173^\circ$$

3.11.7. Cálculo de ángulo de contacto de catarina grande:

$$\theta = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D2 - D1}{2C} \right)$$

$$\theta = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{170.42 - 90.1}{2 (732)} \right)$$

$$\theta = 186.29^\circ$$

3.11.8. Selección de cadena.

Paso: Cadena número 80, **1 plg de paso**

Longitud: 79.06 pasos = 77 (1) = 79.06 plg= **2008.12 mm**

⁹⁷ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 882.

⁹⁸ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 889.

Distancia entre centros: $C = 28.82 \text{ pasos} = 27 (1) = 27.82 \text{ plg} = 706.63 \text{ mm}$

Catarinas: Hilera Simple, Número 80, 1 plg de paso

Pequeña: 11 Dientes

Grande: 21 Dientes

El tipo de lubricación será de tipo B por medio de salpicado.

3.12. Eje principal

En la figura 3.41 se muestra la geometría del eje principal.



Figura 3.41: Eje principal.

Fuente: Los Autores.

Diagrama de cuerpo libre

Mediante la figura 3.42 se muestra las fuerzas que actúan en el eje.

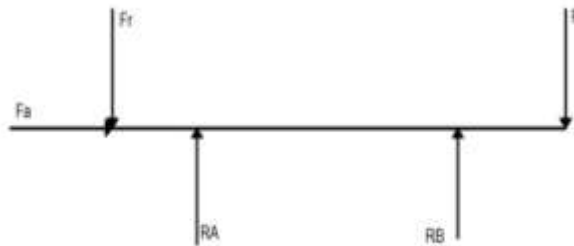


Figura 3.42: Fuerzas que actúan en el eje.

Fuente: Los autores.

3.12.1 Fuerza tangencial

$$F_t = \frac{2 * T}{d_p}$$

Dónde:

F_t = Fuerza tangencial.

T = Torque.

d_p = Diámetro primitivo del piñón cónico pequeño.

Ángulo de paso = 30° .

$$F_t = \frac{2 * 366.70 \text{ N.m}}{0.08636 \text{ mm}}$$

$$F_t = 8492.35 \text{ N.}$$

3.12.2 Fuerza radial.

$$F_r = F_t \tan 20^\circ \cos 30^\circ$$

$$F_r = 8492.35 \text{ N} \tan 20^\circ \cos 30^\circ$$

$$F_r = 2676.85 \text{ N.}$$

3.12.3 Fuerza axial.

$$F_a = F_t \tan 20^\circ \sin 30^\circ$$

$$F_a = 8492.35 \text{ N} \tan 20^\circ \sin 30^\circ$$

$$F_a = 1545.48 \text{ N.}$$

3.12.4 Fuerza sobre la rueda de la cadena.

$$F_t = \frac{2 * T}{d_p}$$

Dónde:

d_p = Diámetro de catarina grande.

$$F = \frac{2 * 366.70 \text{ N.m}}{0.1742 \text{ m}}$$

$$\mathbf{F = 4303.48 \text{ N.}}$$

Los diagramas de cuerpo libre para las fuerzas axiales, las fuerzas transversales y momentos flectores se dan en las figuras: 3.43. 3.44, 3.45.

$$M = F_a * \frac{d_p}{2}$$

Dónde:

d_p = Diámetro de catarina grande.

$$M = 1545.48 \text{ N} * 0.0431 \text{ m}$$

$$\mathbf{M = 66.73 \text{ N.m}}$$

Plano vertical

$$\Sigma \mathbf{M_A = 0}$$

$$(F_r * 0.080) - 66.73 \text{ N.m} + (R_{BV} * 0.236) + (F * 0.284) = 0$$

$$R_{BV} = \frac{66.73 - (2676.85 \text{ N} * 0.080 \text{ m}) - (4303.48 \text{ N} * 0.284 \text{ m})}{0.236}$$

$$\mathbf{R_{BV} = - 5803.41 \text{ N}}$$

$$\Sigma \mathbf{F_V = 0}$$

$$F_r - R_{AV} + R_{BV} - F = 0$$

$$R_{AV} = 2676.85 \text{ N} + 5803.41 \text{ N} - 4303.48 \text{ N}$$

$$R_{AV} = \mathbf{4176.78 \text{ N.}}$$

3.12.5 Diagramas de corte y diagramas de momentos.

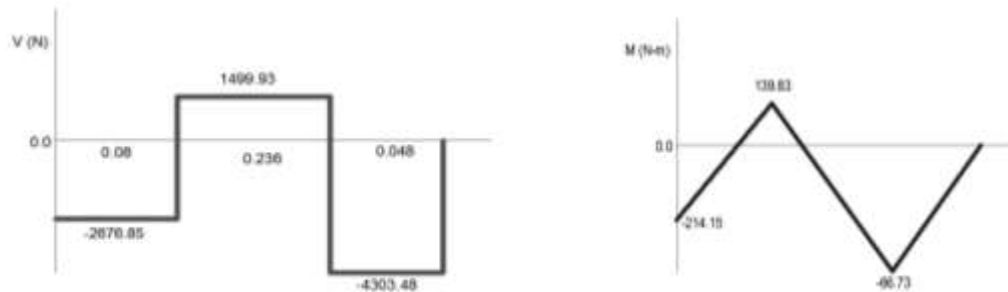


Figura 3.43: Diagramas.

Fuente: Los autores.

Diagrama de cuerpo libre



Figura 3.44: Diagramas.

Fuente: Los autores.

Horizontal.

$$\sum M_A = 0$$

$$- (F_t * 0.080 \text{ m}) + (R_{BH} * 0.236 \text{ m}) = 0$$

$$R_{BH} = \frac{8492.35 \text{ N} * 0.080 \text{ m}}{0.236 \text{ m}}$$

$$R_{BH} = 2878.76 \text{ N.}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$- F_t - R_{AH} - R_{BH} = 0$$

$$R_{AH} = - 8492.35 \text{ N} - 2878.76 \text{ N}$$

$$R_{AH} = -11371.11 \text{ N.}$$

Diagramas de corte y diagramas de momentos.

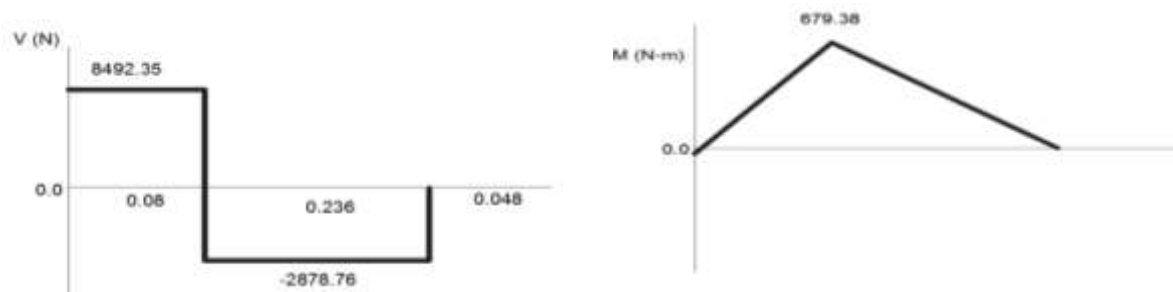


Figura 3.45: Diagramas.

Fuente: Los autores.

3.12.6 Selección de material.

Mediante el anexo B se aprecia las propiedades mecánicas del acero.

$$S_y = 70 \frac{Kg}{mm^2} * \left| \frac{9.8N}{1Kg} \right| = 686 \text{ Mpa.}$$

3.12.7 Alojamiento del rodamiento:

Sección A

3.12.7.1 Momento máximo:

$$M_T = \sqrt{(139.83)^2 + (679.38)^2}$$

$$M_T = 693.62 \text{ N.m}$$

$$T = 366 \text{ N.m}$$

$$Fa = 1545.40 \text{ N}$$

3.12.7.2 Análisis Estático.

3.12.7.2.1 Esfuerzo a cortante.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 366.70 \text{ N.m}}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{1867.58 \text{ N.m}}{d^3}$$

3.12.7.2.2 Esfuerzo a flexión.

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 * 693.620 \text{ N.m}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = \frac{7065.15 \text{ N.m}}{d^3}$$

Utilizando la teoría de Energía de distorsión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{7065.15 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{1867.58 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{9770.45 \text{ N-m}}{d^3}$$

3.12.8. Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow \sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Entonces se iguala la ecuación:

$$5 * \frac{9770.45 \text{ N.m}}{d^3} = 686 \text{ MPa}$$

$$d^3 = 5 * \frac{9770.45 \text{ N.m}}{686000000}$$

$$d = 0.0427 \rightarrow 42.7 \text{ mm} \rightarrow 45 \text{ mm.}$$

3.12.9 Análisis por fatiga.

$$M_a = 693.62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_a = 366.70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.12.9.1. Propiedades del material.

$$S_y = 686 \text{ Mpa y } S_u = 882 \text{ Mpa.}$$

$$S_{ys} = 0.577 * S_y$$

$$S_{ys} = 0.577 * 686 \text{ Mpa}$$

$$S_{ys} = 395.82 \text{ Mpa.}$$

$$S_e' = 0.5 * S_u$$

$$S_e' = 0.5 * 882 \text{ Mpa.}$$

$$S_e' = 441 \text{ Mpa.}$$

3.12.9.2. Factores que reducen la resistencia a la fatiga.

Se debe calcular los siguientes factores para encontrar el límite de resistencia.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{car} * S_e'$$

Dónde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de efectos varios.

K_{car} = Factor de carga.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria.

3.12.9.2.1. Cálculo del factor de superficie (K_a)

Con $S_u = 578.2$ Mpa y la figura 3.46 se obtiene K_a .

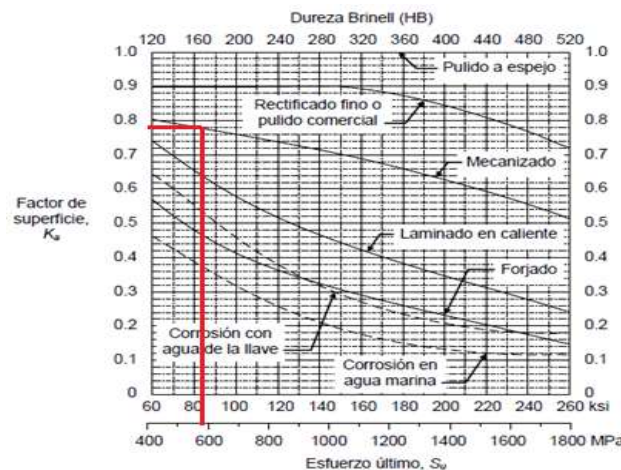


Figura 3.46: Factor de superficie K_a .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$K_a = 0.72$ para una superficie mecanizada.

3.12.9.2.2. Cálculo del factor de tamaño (K_b).

Ver tabla 3.49.

Flexión giratoria:	$d_e = d$	$K_b = 1$, si $d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)}$	} Flexión o torsión
Flexión no giratoria:	$d_e = 0.37d$	$K_b = 1.189d_e^{-0.097}$, si $8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$	
		$(K_b = 0.869d_e^{-0.097})$, si $0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}$	
Torsión:	$d_e = d$	$K_b = 0.6$, si $d_e > 250 \text{ mm (10 in)}$	

Tabla 3.49: Factor K_b .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$$K_b = 1.189d_e^{-0.097}$$

$$K_b = 1.189 * 45^{-0.097} = 0.82$$

3.12.9.2.3. Cálculo del factor de confiabilidad (K_c)

Según tabla 3.50 la confiabilidad es:

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Tabla 3.50: Factor de confiabilidad K_c .

Fuente: Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

Tomando las condiciones más críticas, **$K_c = 0.753$** (confiabilidad del 99.9%)

3.12.9.2.4. Cálculo del factor de temperatura (K_d).

$$K_d = 1 \quad \text{si} \quad T_{\text{emp}} \leq 450^\circ$$

3.12.9.2.5. Cálculo del factor de efectos varios (K_e).

En general, $0 \leq K_e \leq 1$; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar

$$K_e = 1.$$

Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen:

Corrosión, Proceso de manufactura, esfuerzos residuales y recubrimiento.

3.12.9.2.6. Cálculo del factor de carga (K_{car}).

$$K_{\text{car}} = 1 \quad \text{Flexión y torsión}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{\text{car}} * S_e'$$

$$S_e = 0.72 * 0.82 * 0.753 * 1 * 1 * 1 * 441 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 196.06 \text{ Mpa}$$

3.12.10. Concentración de esfuerzos:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec(3.67)}^{99}$$

⁹⁹ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 282.

Dónde:

q = Índice de sensibilidad de entalla.

\sqrt{a} = Constante que depende del material (constante de Neuber).

\sqrt{r} = Radio de la discontinuidad (2.5mm). Ver tabla 3.51.

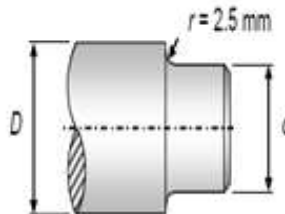


Tabla 3.51: Elemento de sección circular con cambio de sección

S_u		\sqrt{a}			
(ksi)	(MPa)	Carga axial y flexión		Torsión	
		(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1240	0.024	0.12	0.018	0.09

Tabla 3.51: Constante de Neuber para aceros.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.18}}{\sqrt{2.5\text{mm}}}} = 0.78$$

Mediante la tabla 3.52 se elige el factor de esfuerzos.

Condición geométrica	Factor K_t
Cuñero de perfil	2.0
Cuñero de patín	1.6
Cambio de sección con radios de enlace pequeños	2.5

Tabla 3.52: Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_t = 2.5$$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.78 (2.5 - 1) = 2.17 \text{ Para flexión (Ver tabla 3.55).}$$

A continuación se calcula los esfuerzos medios y alternos con la ecuación 3.68 y 3.69.

$$\sigma'_a = \sqrt{(K_f * \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} * \tau_a)^2} \quad \text{Ec(3.68)}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(2.17 * \frac{7065.15 \text{ N-m}}{\pi * 0.045 \text{ m}^3}\right)^2 + 3(K_{fs} * 0)^2}$$

$$\sigma'_a = 53.55 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * \sigma_m)^2 + 3(K_{fs} * \tau_m)^2} \quad \text{Ec(3.69)}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * 0)^2 + 3\left(1 * \frac{1867.68 \text{ N-m}}{\pi * 0.045 \text{ m}^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = 11.29 \text{ Mpa}$$

Se usa para el cálculo por fatiga la línea de Goodman modificada se tiene la ecuación 3.70

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad \text{Ec (3.70)}$$

$$S_m = \frac{196.06 \text{ Mpa}}{\frac{53.55 \text{ Mpa}}{11.29 \text{ Mpa}} + \frac{196.06 \text{ Mpa}}{882 \text{ Mpa}}} = 39.50 \text{ Mpa}$$

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma'_m}$$

$$\eta = \frac{39.50 \text{ Mpa}}{11.29 \text{ Mpa}} = 3.49$$

3.12.11. Diámetro del piñón cónico:

$$M_T = \sqrt{(66.73)^2 + (214.15)^2}$$

$$M_T = 224.30 \text{ N.m}$$

3.12.11.1. Análisis Estático.

3.12.11.1.1 Esfuerzo a cortante.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 366.70 \text{ N.m}}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{1867.58 \text{ N.m}}{d^3}$$

3.12.11.1.2. Esfuerzo a flexión.

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 * 224.30 \text{ N.m}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = \frac{2284.70 \text{ N.m}}{d^3}$$

Utilizando la teoría de Energía de distorsión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{2284.70 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{1867.58 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{5960.22 \text{ N-m}}{d^3}$$

3.12.11.1.3. Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow \sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Entonces se iguala las ecuaciones:

$$d^3 = 5 * \frac{5960.22 \text{ N.m}}{686000000}$$

$$d = 0.036 \text{ mm} \rightarrow 36 \text{ mm} .$$

3.12.11.2. Análisis por fatiga.

$$M_a = 224.30 \text{ N} - \text{m}$$

$$\tau_a = 366.70 \text{ N} - \text{m}$$

3.12.11.2.1. Propiedades del material.

$$S_y = 686 \text{ Mpa} \text{ y } S_u = 882 \text{ Mpa}.$$

$$S_{ys} = 0.577 * S_y$$

$$S_{ys} = 0.577 * 686 \text{ Mpa}$$

$$S_{ys} = 395.82 \text{ Mpa.}$$

$$S_e' = 0.5 * S_u$$

$$S_e' = 0.5 * 882 \text{ Mpa}$$

$$S_e' = 441 \text{ Mpa.}$$

3.12.11.2.2. Factores que reducen la resistencia a la fatiga.

Se debe calcular los siguientes factores.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{car} * S_e'$$

Dónde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor e tamaño.

K_c = f actor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de efectos varios.

K_{car} = Factor de carga.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria.

3.12.11.2.2.1. Cálculo del factor de superficie (K_a).

Con $S_u = 578.2 \text{ Mpa}$ y figura 3.47 se obtiene K_a

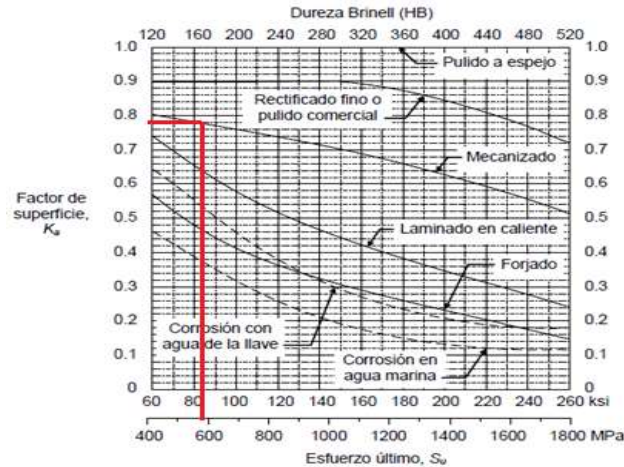


Figura 3.47: Factor de superficie K_a .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$K_a = 0.72$ para una superficie mecanizada.

3.12.11.2.2. Cálculo del factor de tamaño (K_b).

Ver tabla 3.53.

Flexión giratoria:	$d_e = d$	$K_b = 1$, si $d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)}$ $K_b = 1.189 d_e^{-0.097}$, si $8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$ $(K_b = 0.869 d_e^{-0.097})$, si $0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}$ $K_b = 0.6$, si $d_e > 250 \text{ mm (10 in)}$.	Flexión o torsión
Flexión no giratoria ⁷ :	$d_e = 0.37 d$		
Torsión:	$d_e = d$		

Tabla 3.53: Factor K_b

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009

$$K_b = 1.189 d_e^{-0.097}$$

$$K_b = 1.189 * 45^{-0.097} = 0.82$$

3.12.11.2.2.3. Cálculo del factor de confiabilidad (K_c).

Según tabla 3.54 el factor de confiabilidad es:

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Tabla 3.54: Factor de confiabilidad K_c

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009

Tomando las condiciones más críticas, **$K_c = 0.753$** (confiabilidad del 99.9%)

3.12.11.2.2.4. Cálculo del factor de temperatura (K_d)

$$K_d = 1 \quad \text{si} \quad T_{\text{emp}} \leq 450^\circ$$

3.12.11.2.2.5. Cálculo del factor de efectos varios (K_e)

$$K_e = 1.$$

3.12.11.2.2.6. Cálculo del factor de carga (K_{car})

Además, también hay diferencia entre carga axial y flexión, a pesar de que ambos tipos de carga generan esfuerzos normales.

$$K_{\text{car}} = 1 \quad \text{Flexión y torsión}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{\text{car}} * S_e'$$

$$S_e = 0.72 * 0.82 * 0.753 * 1 * 1 * 1 * 441 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 196.06 \text{ Mpa}$$

3.12.11.2.3. Concentración de esfuerzos.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec (3.71)}^{100}$$

Dónde:

q = Índice de sensibilidad de entalla.

\sqrt{a} = Constante que depende del material (constante de Neuber).

\sqrt{r} = Radio de la discontinuidad (2.5mm). Ver tabla 3.55.

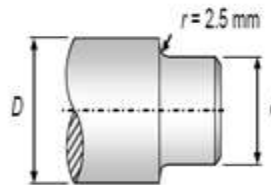


Tabla 3.55: Elemento de sección circular con cambio de sección

S_u		\sqrt{a}			
(ksi)	(MPa)	Carga axial y flexión		Torsión	
		(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1240	0.024	0.12	0.018	0.09
200	1380	0.018	0.09	0.013	0.07
220	1515	0.013	0.07	0.009	0.05
240	1655	0.009	0.05		

Nota: los valores de la constante de Neuber para torsión equivalen a los de esfuerzos normales, cuando se toma un valor de S_u que sea 20 ksi (138 MPa) mayor que el del material.

Tabla 3.55: Constante de Neuber para aceros.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

¹⁰⁰ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 282.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.18}}{\sqrt{2.5\text{mm}}}} = 0.78$$

Según la tabla 3.56 se elige el factor de esfuerzo.

Condición geométrica	Factor K_t
Cuñero de perfil	2.0
Cuñero de patin	1.6
Cambio de sección con radios de enlace pequeños	2.5
Cambios de sección con radios de enlace grandes	1.5
Ranuras	1.3

Tabla 3.56: Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_t = 2.5$$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.78 (2.5 - 1) = 2.17 \text{ Para flexión.}$$

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patin	1.3	1.3	1.6	1.6



Chavetero de perfil

Chavetero de patin

Tabla 3.57: Factor teórico de concentración de esfuerzos.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_{fs} = 1.6 \text{ Para Torsión (Ver tabla 3.60).}$$

A continuación se calcula los esfuerzos medios y alternos

$$\sigma'_a = \sqrt{(K_f * \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} * \tau_a)^2} \quad \text{Ec (3.72)}^{101}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(2.17 * \frac{2284.70 \text{ N-m}}{\pi * 0.036 \text{ m}^3}\right)^2 + 3(K_{fs} * 0)^2}$$

$$\sigma'_a = \mathbf{33.82 \text{ Mpa}}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * \sigma_m)^2 + 3(K_{fs} * \tau_m)^2} \quad \text{Ec (3.73)}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * 0)^2 + 3\left(1.6 * \frac{1867.58 \text{ N-m}}{\pi * 0.036^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = \mathbf{35.31 \text{ Mpa}}$$

Utilizando para el cálculo por fatiga la línea de goodman modificada se tiene

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}}$$

$$S_m = \frac{196.06 \text{ Mpa}}{\frac{33.82 \text{ Mpa}}{35.31 \text{ Mpa}} + \frac{196.06 \text{ Mpa}}{882 \text{ Mpa}}} = \mathbf{62.40 \text{ Mpa}}$$

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma'_m}$$

$$\eta = \frac{62.40 \text{ Mpa}}{35.31 \text{ Mpa}} = \mathbf{1.76}$$

¹⁰¹ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 254.

3.12.12. Diámetro de catarina:

$$T = 366 \text{ N.m.}$$

3.12.12.1. Análisis Estático.

3.12.12.1.1. Esfuerzo a cortante.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$
$$\tau = \frac{16 * 366.70 \text{ N.m}}{\pi * d^3}$$
$$\tau = \frac{1867.58 \text{ N.m}}{d^3}$$

3.12.12.1.2. Esfuerzo a flexión.

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$
$$\sigma = \frac{32 * 66.73 \text{ N.m}}{\pi * d^3}$$
$$\sigma = \frac{679.71 \text{ N.m}}{d^3}$$

Utilizando la teoría de Energía de distorsión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$
$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{679.71 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{1867.58 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2}$$
$$\sigma' = \frac{4251.43 \text{ N-m}}{d^3}$$

3.12.12.1.3. Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow \sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Entonces se iguala la ecuación:

$$d^3 = 5 * \frac{4251.43 \text{ N.m}}{686000000}$$

$$d = 0.044 \text{ mm} \rightarrow 44 \text{ mm.}$$

3.12.12.2. Análisis por fatiga.

$$M_a = 461.42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_a = 366.70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.12.12.2.1. Propiedades del material.

$$S_y = 686 \text{ Mpa y } S_u = 882 \text{ Mpa.}$$

$$S_{ys} = 0.577 * S_y$$

$$S_{ys} = 0.577 * 686 \text{ Mpa}$$

$$S_{ys} = 395.82 \text{ Mpa.}$$

$$S_e' = 0.5 * S_u$$

$$S_e' = 0.5 * 882 \text{ Mpa}$$

$$S_e' = 441 \text{ Mpa.}$$

3.12.12.2.2. Factores que reducen la resistencia a la fatiga.

Se debe calcular los siguientes factores.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{car} * S_e'$$

Dónde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica

K_a : Factor de superficie

K_b : Factor de tamaño

K_c : Factor de confiabilidad

K_d : Factor de temperatura

K_e : Factor de efectos varios

K_{car} : Factor de carga

$S_e' =$ Límite de resistencia a la fatiga en viga giratoria

3.12.12.2.2.1. Cálculo del factor de superficie (K_a)

Con $S_u = 578.2$ Mpa y la figura 3.48 se obtiene K_a

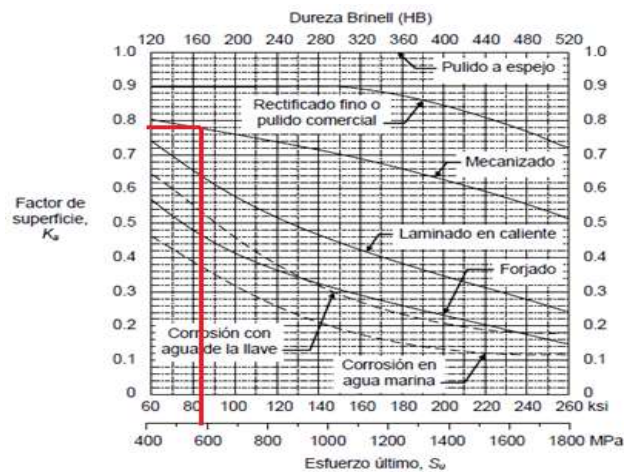


Figura 3.48: Factor de superficie K_a

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009

$K_a = 0.72$ para una superficie mecanizada

3.12.12.2.2.2. Cálculo del factor de tamaño (K_b).

De acuerdo a la tabla 3.58.

Flexión giratoria:	$d_e = d$	$K_b = 1$, si $d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)}$	} Flexión o torsión
Flexión no giratoria:	$d_e = 0.37d$	$K_b = 1.189d_e^{-0.097}$, si $8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$	
		$(K_b = 0.869d_e^{-0.097})$, si $0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}$	
Torsión:	$d_e = d$	$K_b = 0.6$, si $d_e > 250 \text{ mm (10 in)}$.	

Tabla 3.58: Factor K_b .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

$$K_b = 1.189d_e^{-0.097}$$

$$K_b = 1.189 * 45^{-0.097} = \mathbf{0.82}$$

3.12.12.2.2.3. Cálculo del factor de confiabilidad (K_c).

Según la tabla 3.59 la confiabilidad es:

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Tabla 3.59: Factor de confiabilidad K_c .

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2009.

Tomando las condiciones más críticas, **$K_c = 0.753$** (confiabilidad del 99.9%)

3.12.12.2.2.4. Cálculo del factor de temperatura (K_d)

$$K_d = 1 \quad \text{si } T_{\text{emp}} \leq 450^\circ$$

3.12.12.2.2.5. Cálculo del factor de efectos varios (K_e).

En general, $0 \leq K_e \leq 1$; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar.

$$K_e = 1.$$

3.12.12.2.2.6. Cálculo del factor de carga (K_{car}).

$$K_{car} = 1 \quad \text{Flexión y torsión}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_{car} * S_e'$$

$$S_e = 0.72 * 0.82 * 0.753 * 1 * 1 * 1 * 441 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 196.06 \text{ Mpa}$$

3.12.12.2.3. Concentración de esfuerzos.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Dónde:

q: Índice de sensibilidad de entalla.

\sqrt{a} : Constante que depende del material (constante de Neuber).

\sqrt{r} : Radio de la discontinuidad (2.5mm). Ver tabla 3.60.

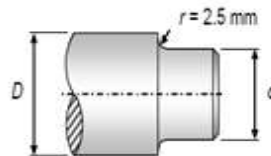


Tabla 3.60: Elemento de sección circular con cambio de sección.

S_u		\sqrt{a}			
		Carga axial y flexión		Torsión	
(ksi)	(MPa)	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1240	0.024	0.12	0.018	0.09
200	1380	0.018	0.09	0.013	0.07
220	1515	0.013	0.07	0.009	0.05
240	1655	0.009	0.05		

Nota: los valores de la constante de Neuber para torsión equivalen a los de esfuerzos normales, cuando se toma un valor de S_u que sea 20 ksi (138 MPa) mayor que el del material.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.18}}{\sqrt{2.5\text{mm}}}} = 0.78$$

Según la tabla 3.61 se elige el factor de esfuerzo.

Condición geométrica	Factor K_t
Cuñero de perfil	2.0
Cuñero de patín	1.6
Cambio de sección con radios de enlace pequeños	2.5
Cambios de sección con radios de enlace grandes	1.5
Ranuras	1.3

Tabla 3.61: Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_t = 2.5$$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.78 (2.5 - 1) = 2.17 \text{ Para flexión.}$$

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patin	1.3	1.3	1.6	1.6

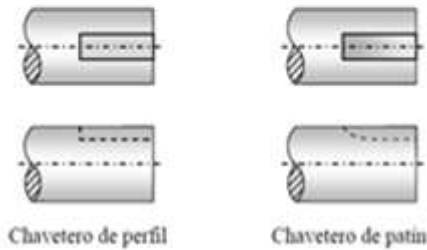


Tabla 3.62: Factor teórico de concentración de esfuerzos.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$K_{fs} = 1.6 \text{ Para Torsión (Ver tabla 3.65).}$$

A continuación se calcula los esfuerzos medios y alternos

$$\sigma'_a = \sqrt{(2.12 * \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} * \tau_a)^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(2.12 * \frac{679.71 \text{ N-m}}{\pi * 0.044 \text{ m}^3}\right)^2 + 3(K_{fs} * 0)^2}$$

$$\sigma'_a = 19.83 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * \sigma_m)^2 + 3(K_{fs} * \tau_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(K_f * 0)^2 + 3\left(1.6 * \frac{1867.58 \text{ N-m}}{\pi * 0.044 \text{ m}^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_m = 33.49 \text{ Mpa.}$$

Para el cálculo por fatiga se usa la línea de Goodman modificada se tiene la ecuación 3.74.

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad \text{Ec(3.74)}$$

$$S_m = \frac{196.06 \text{ Mpa}}{\frac{19.74 \text{ Mpa}}{37.49 \text{ Mpa}} + \frac{196.06 \text{ Mpa}}{882 \text{ Mpa}}} = 235.98 \text{ Mpa}$$

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma'_m} = \frac{235.98 \text{ Mpa}}{33.49 \text{ Mpa}} = 4.5$$

3.12.13. Seleccionamiento rodamiento del apoyo B del eje principal.

Este tipo de rodamiento está sometido solo a una carga radial como muestra figura 3.49.

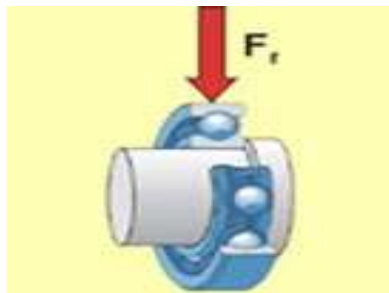


Figura 3.49: Fuerza radial.

Fuente: <http://www.skf.com/skf/support/html/dictionary/dictionary.jsp?dictPage=c&lan>.

En la figura 3.50 se aprecia el rodamiento del apoyo A del eje principal.

Se considera las reacciones: $R_{BV} = - 5803.41 \text{ N}$ y $R_{BH} = 2878.76 \text{ N}$.

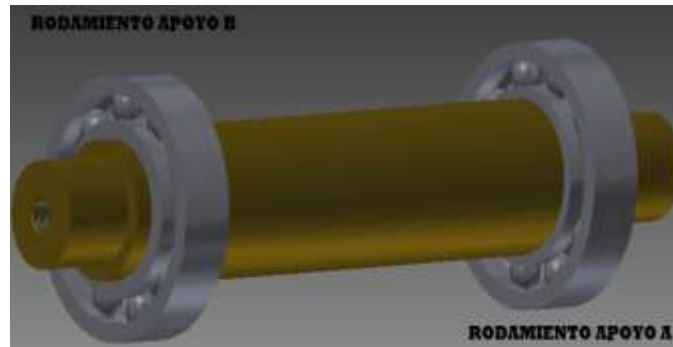


Figura 3.50: Descripción de rodamiento B.

Fuente: Los Autores.

3.12.13.1. Carga Radial (R)

$$R = \sqrt{(R_{BV})^2 + (R_{BH})^2}$$

$$R = \sqrt{(-5803.41)^2 + (2878.76)^2}$$

$$R = 6478.18 \text{ N.}$$

3.12.13.2. Factor de rotación (V)

Factor de rotación V	
Gira pista interior	V=1
Gira pista exterior	V=1.2

Tabla 3.63: Factor de rotación.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

Según la tabla 3.63 el factor de rotación es: **V= 1**

De acuerdo a la ecuación:

$$P= V * R$$

$$P = 1 * (6478.18) \text{ N}$$

$$P = 6478.18 \text{ N}$$

3.12.13.3. Duración del diseño del rodamiento (L_{10}).

Aplicación	Duración de diseño: L_{10}
Electrodomésticos	1.000 - 2.000
Motores de aviación	1.000 - 4.000
Automotores	1.500 - 5.000
Equipo agrícola	3.000 - 6.000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8.000 - 15.000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20.000 - 30.000
Bombas y compresores	40.000 - 60.000
Equipo crítico en funcionamiento las 24 h	100.000 - 200.000

Tabla 3.64: Duración del diseño del rodamiento.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

De acuerdo al trabajo que va a realizar la máquina a construir se ha considerado un L_{10} de diseño 100000 horas según tabla 3.64.

3.12.13.4. Factores de velocidad f_N y duración f_L .

Para este factor f_N se considera los valores de la tabla 3.65 teniendo en cuenta que el motor de la máquina está a 863 rpm.

$$f_N = 0.35$$

Mientras tanto para f_L consideramos el $L_{10} = 30000$ horas se elige de la tabla 3.67

$$f_L = 1.7$$

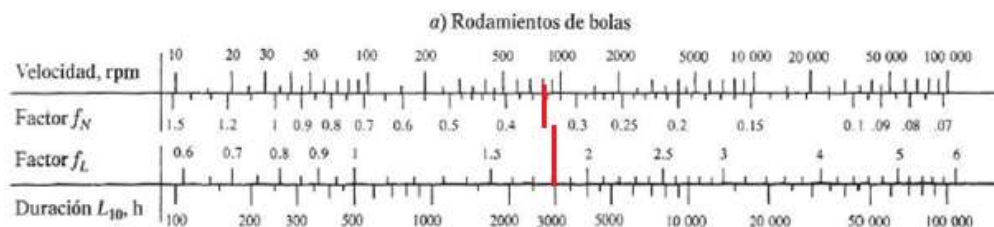


Tabla 3.65: Factores f_N y f_L .

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

3.12.13.5. La capacidad de carga (C):

Las características del rodamiento se muestran en la tabla 3.66.

$$C = \frac{P * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{6478.18 \text{ N} * 1.7}{0.35}$$

$$C = 31465.44 \text{ N}$$

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	
45	75	23	20,8	14,6	0,64	-	5600	0,34	63009-2RS1
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,41	6209 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5000	0,41	6209-2RS1 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	8500	0,41	6209-2Z *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5000	0,41	6209-RS1 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,41	6209-7 *
45	85	23	33,2	21,6	0,915	-	5000	0,48	62209-2RS1
45	100	25	55,3	31,5	1,34	15000	9500	0,83	6309 *

Tabla 3.66: Nomenclatura de rodamientos.

Fuente: Catalogo SKF.

3.12.14. Seleccionamiento de rodamiento del apoyo A del eje principal

En este caso el rodamiento soportara al mismo tiempo una carga radial y una axial para realizar el cálculo de la carga equivalente P , los catálogos muestra la siguiente expresión 3.75.

$$P = V \cdot R + Y T \quad \text{Ec (3.75)}^{102}$$

Dónde:

P = Carga equivalente.

V = Factor de rotación.

X = Factor radial.

R = Carga radial aplicada.

Y = Factor de empuje.

T = Carga de empuje aplicada.

Los valores de X y Y varían con el diseño específico de rodamiento específico de rodamiento y con la magnitud de la carga de empuje en relación con la carga radial como se aprecia en la figura 3.51.

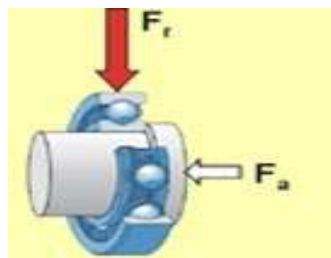


Figura 3.51: Fuerza radial y Fuerza axial

Fuente: <http://www.skf.com/skf/support/html/dictionary/dictionary.jsp?dictPaget>

¹⁰² SKF, *Manual General de Rodamientos*, 1989, Italia, p. 291

En la figura 3.52 se aprecia el rodamiento B del eje principal.

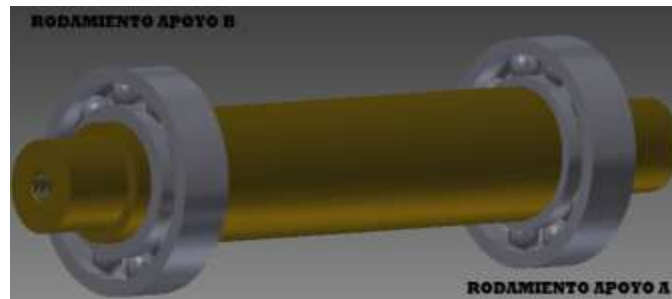


Figura 3.52: Descripción de rodamiento B.

Fuente: Los Autores.

3.12.14. 1. Carga Radial (R).

$$R = \sqrt{(R_{AV})^2 + (R_{AH})^2}$$

$$R = \sqrt{(4176.78 \text{ N})^2 + (-11371.11 \text{ N})^2}$$

$$\mathbf{R = 12113.94N}$$

3.12.14.2. Carga axial aplicada (Fa).

$$\mathbf{Fa = 1545.48 \text{ N}}$$

3.12.14.3. Factor de empuje (Y).

Mediante la tabla 3.67 se elige un valor promedio más cercano, dicho valor es 1.55.

e	T/C_o	Y	e	T/C_o	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.08
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: $X = 0.56$, para todos los valores de Y .

Tabla 3.67: Factores de carga radial y empuje para rodamientos de una hilera de bolas.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

3.12.14.4. Factor radial (X).

$$X = 0.56$$

3.12.14.5. Factor de rotación (V).

Factor de rotación V	
Gira pista interior	V=1
Gira pista exterior	V=1.2

Tabla 3.68: Factor de rotación.

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

En la tabla 3.68 el factor de rotación es: $V = 1$

3.12.14.6. Carga equivalente (P).

$$P = VXR + YT$$

$$P = 1 * (0.56) * (12113.94 \text{ N}) + 1.5 * (1545.48)$$

$$P = 9108.02 \text{ N}$$

3.12.14.7. Factores de velocidad f_N y duración f_L .

Para este factor f_N se considera los valores de la tabla 3.69 teniendo en cuenta que el motor de la máquina estará a 843 rpm.

$$f_N = 0.35$$

Mientras tanto para f_L consideramos el $L_{10} = 30000$ horas.

$$f_L = 1.5$$

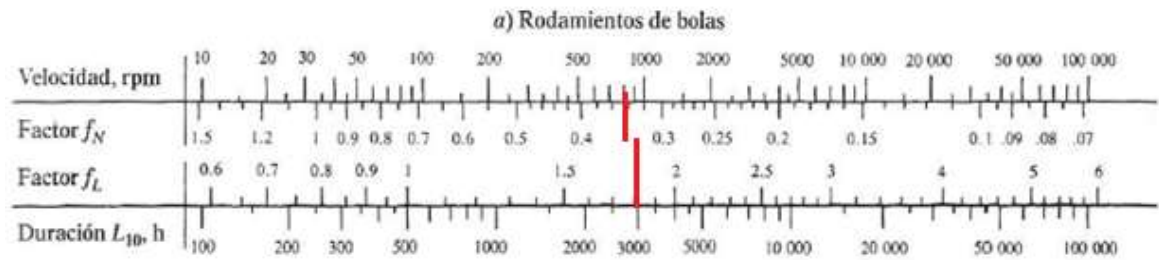


Tabla 3.69: Factores f_N y f_L .

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, 2009.

3.12.14.8. La capacidad de carga (C):

$$C = \frac{P * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{9108.02 * 1.7}{0.35}$$

$$C = 44238.95 \text{ N.}$$

Consideramos una relación:

$$e = \frac{F_a}{C_o} = \frac{1545.48}{21600} = 0.0715 \quad E_c (3.76)^{103}$$

Dónde:

e = Relación entre fuerza axial con la capacidad estática

F_a = Fuerza axial.

C_o = Capacidad de carga Estática

Se toma en cuenta la siguiente relación¹⁰⁴:

¹⁰³ SKF, *Manual de Rodamientos*, 1972,p.

¹⁰⁴ SKF, *Manual de Rodamientos*, 1972,p.

$$\text{Si } \frac{F_a}{R} \geq e \quad \text{Se aplica la ecuación: } P = VXR + YT$$

$$\text{Si } \frac{F_a}{R} \leq e \quad \text{Se aplica la ecuación: } P = R$$

3.12.14.9. Carga dinámica:

$$C = \frac{R * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{12113.94 \text{ N} * 1.7}{0.35}$$

$$C = 52839.13 \text{ N.}$$

3.12.14.10. Especificaciones y descripción de rodamientos (6309):

D = 85 mm.

d = 45 mm.

B = 23 mm.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF
45	75	23	20,8	14,6	0,64	-	5600	0,34	63009-2RS1
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,41	6209 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5000	0,41	6209-2RS1 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	8500	0,41	6209-2Z *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5000	0,41	6209-RS1 *
45	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,41	6209-Z *
45	85	23	33,2	21,6	0,915	-	5000	0,48	6209-2RS1
45	100	25	55,3	31,5	1,34	15000	9500	0,83	6309

Tabla 3.70: Nomenclatura de rodamiento.

Fuente: Catálogo SKF.

3.12.15. Diseño de chavetas para eje principal.

Se elige el material AISI 1045.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 ¹ / ₄	1/4	1/4	3/16
1 ¹ / ₄	1 ³ / ₈	5/16	5/16	1/4
1 ³ / ₈	1 ¹ / ₂	3/8	3/8	1/4
1 ¹ / ₂	2 ¹ / ₄	1/2	1/2	3/8
2 ¹ / ₄	2 ³ / ₄	5/8	5/8	7/16

Tabla 3.71: Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje.

Fuente: MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, Diseño de Elementos de Máquinas, 2006.

El diseño de una cuña para un eje de Ø 40 mm donde va alojarse el piñón como también la catarina es cuadrada como muestra la tabla 3.71.

$$3/8 \times 3/8$$

La chaveta tendrá la longitud de la manzana de la catarina y del piñón: $l = 40 \text{ mm}$

3.12.15.1. Cálculo de fuerza cortante.

$$F = \frac{366.70 \text{ N-m}}{0.02 \text{ m}}$$

$$F = 18335 \text{ N.}$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 313.6 \text{ MPa}$$

$$S_{Sy} = 180.94 \text{ MPa}$$

3.12.15.2. Esfuerzo.

$$\tau = \frac{F}{l \times t}$$

$$\tau = \frac{18335 \text{ N}}{0.04 \text{ m} \times 0.0095 \text{ m}}$$

$$\tau = 48.25 \text{ MPa.}$$

Para evitar la falla debido al cortante.

$$\tau \leq \frac{S_{Sy}}{n}$$

$$\tau \leq \frac{180.94 \text{ MPa}}{3}$$

$$\tau \leq 60.31 \text{ MPa}$$

$$48.25 \text{ MPa} \leq 60.31 \text{ MPa.}$$

Las chavetas no fallaran por cortante considerando el factor de seguridad 3.

3.13. Cálculo de pernos de sujeción de cabezal.

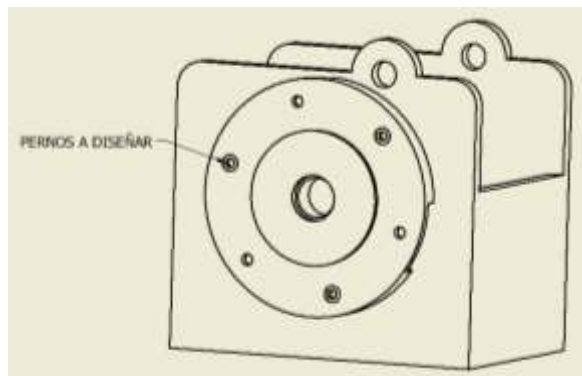


Figura 3.53: Caja porta eje.

Fuente: Los Autores.

3.13.1. Carga excéntrica.

Para el cálculo se considera una repisa como se indica en la figura 3.53, bajo la acción de carga excéntrica **P**, que tiende a hacer girar alrededor de su borde inferior, y donde los elementos roscados no se encuentran sometidos a estados de cargas iguales. Si la carga **P** es tal que origina una separación de las superficies como muestra la figura 3.54.

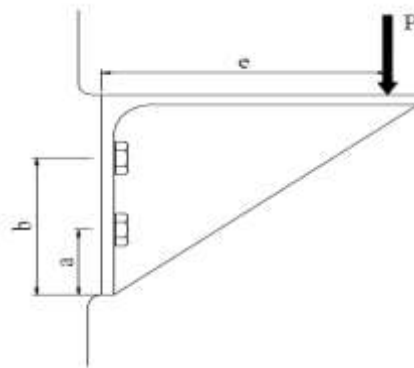


Figura 3.54: Cargas Excéntricas.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/2447973/37/CARGAS-EXCÉNTRICAS>.

e = Distancia de plano a la cara aplicada (Radio del momento).

$$e = (30 + 43 + 77)$$

$$e = 150 \text{ mm.}$$

3.13.2. Triángulo de fuerzas

La repisa se considera como un cuerpo rígido, la elongación de los tornillos será proporcional a sus respectivas distancias al borde inferior, considerando del mismo tamaño por lo que se determinara los pernos con mayor carga y un esfuerzo a la tracción. Ver figura 3.55.

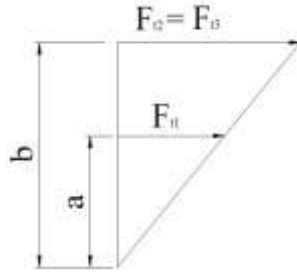


Figura 3.55: Triángulo de fuerzas.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/2447973/37/CARGAS-EXCENTRICAS>.

$$\frac{F_{t1}}{F_{t3}} = \frac{a}{b} \quad \text{Ec (3.77)}^{105}$$

Dónde:

$$F_{t2} = F_{t3}$$

$$F_{t1} = F_{t3} \left(\frac{a}{b} \right)$$

3.13.3. Momento Pe.

Considerando momentos alrededor del filo de esta repisa va a tiende a girar y se tiene:

$$P.e = F_{t1} (a) + (F_{t2} + F_{t3}) b \quad \text{Ec (3.78)}^{106}$$

Dejamos en función de F_{t3} :

$$F_{t3} = F_{t2} = \frac{P.e}{\frac{a^2}{b}}$$

$$P.e = F_{t3} \left(\frac{a^2}{b} \right) + 2b (F_{t3})$$

¹⁰⁵ MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p.781.

¹⁰⁶ MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 782

$$\frac{P.e}{\frac{a^2}{b}+2b} = Ft_3$$

$$Ft_3 = \frac{P.e.b}{a^2 + 2 b^2}$$

3.13.4. Carga de tracción externa.

$$Ft_3 = \frac{P.e.b}{a^2 + 2 b^2}$$

$$Ft_3 = \frac{1123.3 \text{ lb} * 0.150 \text{ m} * 0.192 \text{ m}}{(0.025 \text{ m})^2 + 2 (0.192 \text{ m})^2}$$

$$Ft_3 = 435.10 \text{ lb.}$$

$$Ft_1 = Ft_3 \left(\frac{a}{b} \right)$$

$$Ft_1 = 435.10 \text{ lb} \left(\frac{0.025 \text{ m}}{0.192 \text{ m}} \right)$$

$$Ft_1 = 56.65 \text{ lb.}$$

3.13.5. Corte Directo de cada tornillo.

Se observa en la figura 3.56 que los tornillos con más esfuerzo son el 2 y 3 en cuanto a la tracción se refiere. Adicionalmente cada tornillo está sometido a un corte directo (carga cortante primaria) por efecto de una carga cortante, que actúa verticalmente hacia abajo sobre los tornillos como se indica en la siguiente expresión:

3.13.6. Carga cortante primaria.

$$F = \frac{P}{N} \quad Ec (3.79)^{107}$$

¹⁰⁷ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 702

F = Fuerza cortante primaria en dirección Y.

P = Peso del conjunto (Cabezal).

N = Número de pernos.

$$F = \frac{1123.3 \text{ lb}}{3}$$

$$F = 374.43 \text{ lb.}$$

Perno de grado 8.

Las propiedades del perno se muestran en la tabla 3.72

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

Tabla 3.72: Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$S_p = 120 \text{ Ksi}$$

$$S_y = 130 \text{ Ksi}$$

$$S_w = 150 \text{ Ksi}$$

Luego sobre el perno actúa una carga vertical total (F) dada por:

“Donde la F primaria y F’ por ser cargas del mismo tipo (corte) pueden ser sumadas algebraicamente”.¹⁰⁸

$$F_1 = (374.43 + 56.65)$$

$$\mathbf{F_1 = 430.98 lb.}$$

$$F_2 = (374.43 + 435.10)$$

$$\mathbf{F_2 = 890.53 lb.}$$

Entonces la carga cortante resultante es:

$$R = \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2}$$

$$R = \sqrt{(430.98)^2 + (890.53)^2}$$

$$\mathbf{R = 917.10 lb.}$$

3.13.7. Cálculo de área de perno.

$$A_t = \left(\frac{6 * F_t}{S_y * 1 \text{ in}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{Para diámetros} < \frac{3}{4} \text{ plg}$$

$$A_t = \left(\frac{6 * 917.10 \text{ lb}}{130 \text{ Ksi} * 1 \text{ in}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$\mathbf{A_t = 0.120 pulg.}$$

De acuerdo al área transversal se elige el diámetro de perno en la tabla 3.76.

¹⁰⁸ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 700.

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A (in)	
		Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0800	-	-	-	50	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	5/8	5/8
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4330	0.1600	5/8	5/8
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5049	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5092	1 3/8	1 3/8
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6830	1 1/2	1 1/2
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7833	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16

Tabla 3.73: Dimensión de roscas unificadas (UNS) serie de roscas bastas (uc) y finas (UNF).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

3.13.8. Factor de seguridad.

$$\tau = \frac{F_t}{A_t}$$

$$\tau = \frac{917.10 \text{ lbf}}{0.1419 \text{ in}^2} = \mathbf{6.46 \text{ Ksi.}}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2}}$$

$$\eta = \frac{130 \text{ Ksi}}{\sqrt{(90 \text{ ksi})^2 + 3*(6.46 \text{ Ksi})^2}}$$

$$\eta = \mathbf{1.43}$$

Para evitar falla por corte puro en un perno se debe cumplir:

$$\tau = \frac{4P}{\pi d_r^2} < S_{sy} = 0.4 S_y$$

$$\tau = 6463 \text{ psi} < S_{sy} = 0.4 * 130000 = 52000 \text{ psi.}$$

$$\mathbf{6463 \text{ Psi} < 52000 \text{ Psi.}}$$

El valor calculado está en los límites de diseño, así que los tornillos dimensionados garantizan su buen funcionamiento. La longitud de acoplamiento de rosca debe ser por lo menos el diámetro nominal del tornillo.

3.14. Cálculo de porta cilindros

Para el diseño de este elemento mecánico se considera el siguiente diagrama como muestra la figura

Diagrama de cuerpo libre.



Vertical

$$\sum M_A = 0$$

$$353.2 \text{ N} * 0.126 \text{ m} - 353.2 \text{ N} * 0.126 \text{ m} + R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = 315637 \text{ N}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$E - \frac{F}{2} - \frac{F}{2} = 0 \quad E = F$$

$$y_B = y_{max} = - \frac{P * L^3}{48 * EI} \quad \text{Ec (3.80)}^{109}$$

¹⁰⁹ AISC, Manual of Steel Construction, 1971

3.14.1. Cálculo de flexión de porta cilindros.

$$I = \frac{m}{12} (a^2 + c^2)$$

$$I = \frac{4.90 \text{ kg}}{12} (100^2 + 250^2)$$

$$I = 29604.16 \text{ kg.mm.}$$

E = 30000 Ksi (Ver tabla 3.74).

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de elasticidad cortante G		Razón de Poisson ν
	ksi	GPa	ksi	GPa	
Aleaciones de aluminio	10 000–11 400	70–79	3800–4300	26–30	0.33
2014-T6	10 600	73	4000	28	0.33
6061-T6	10 000	70	3800	26	0.33
7075-T6	10 400	72	3900	27	0.33
Latón	14 000–16 000	96–110	5200–6000	36–41	0.34
Bronce	14 000–17 000	96–120	5200–6300	36–44	0.34
Hierro fundido	12 000–25 000	83–170	4600–10 000	32–69	0.2–0.3
Concreto (compresión)	2500–4500	17–31			0.1–0.2
Cobre y aleaciones de cobre	16 000–18 000	110–120	5800–6800	40–47	0.33–0.36
Vidrio	7000–12 000	48–83	2700–5100	19–35	0.17–0.27
Aleaciones de magnesio	6000–6500	41–45	2200–2400	15–17	0.35
Monel (67% Ni, 30% Cu)	25 000	170	9500	66	0.32
Níquel	30 000	210	11 400	80	0.31
Plásticos					
Nylon	300–500	2.1–3.4			0.4
Poliétileno	100–200	0.7–1.4			0.4
Piedra (compresión)					
Granito, mármol, cuarzo	6000–14 000	40–100			0.2–0.3
Piedra caliza, arenisca	3000–10 000	20–70			0.2–0.3
Hule	0.1–0.6	0.0007–0.004	0.03–0.2	0.0002–0.001	0.45–0.50
Acero	28 000–30 000	190–210	10 800–11 800	75–80	0.27–0.30
Aleaciones de titanio	15 000–17 000	100–120	5600–6400	39–44	0.33

Tabla 3.74: Módulo de Elasticidad.

Fuente: James M. Gere. Mecánica de Materiales.

$$I_y = \frac{b^3 * h}{12}$$

$$I_y = \frac{100^3 * 25}{12}$$

$$I_y = 82020.99 \text{ pulg}^4$$

$$y_B = - \frac{706.8 \text{ lb} * (9.84 \text{ pulg})^3}{48 * 30000 \text{ Ksi} * 82020.99 \text{ pulg}^4}$$

$$y_B = 5.70 \times 10^{-6} \text{ pulg} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right| = 1.44 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

3.14.2. Comprobación mediante software autodesk inventor.

Se realiza la simulación de este elemento mediante el software de Autodesk Inventor.

CARGA APLICADA

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	1574,230 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N

Según la figura 3.56 se muestra las fuerzas que actúan en este elemento.

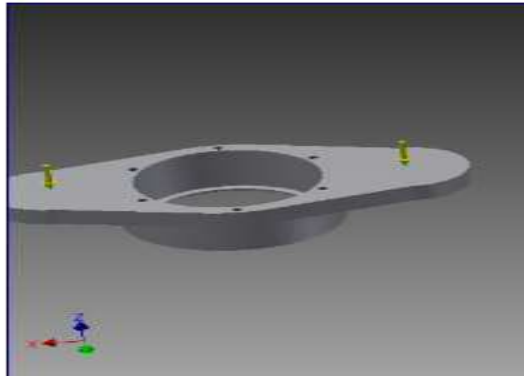


Figura 3.56: Fuerzas aplicadas.

Fuente: Los Autores.

RESÚMEN DE RESULTADOS

Mediante la figura 3.57 se aprecia el desplazamiento vertical.

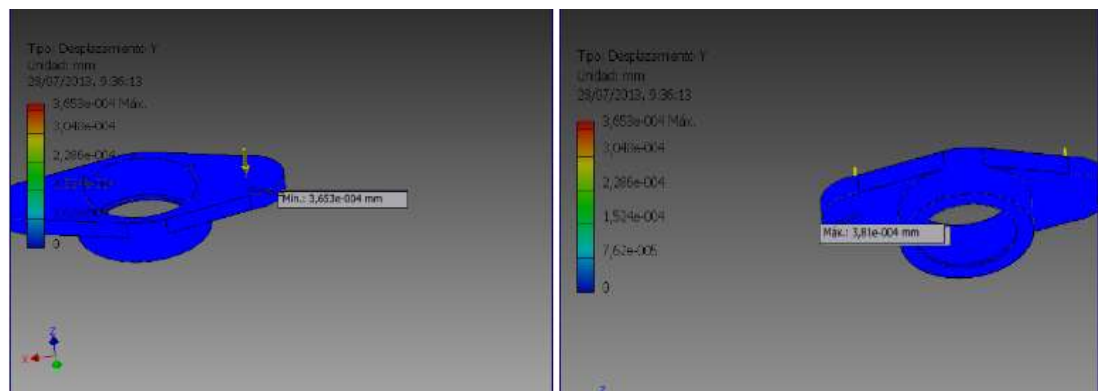


Figura 3.57: Desplazamiento vertical.

Fuente: Los Autores.

Mediante la figura 3.58 se aprecia el factor de seguridad.

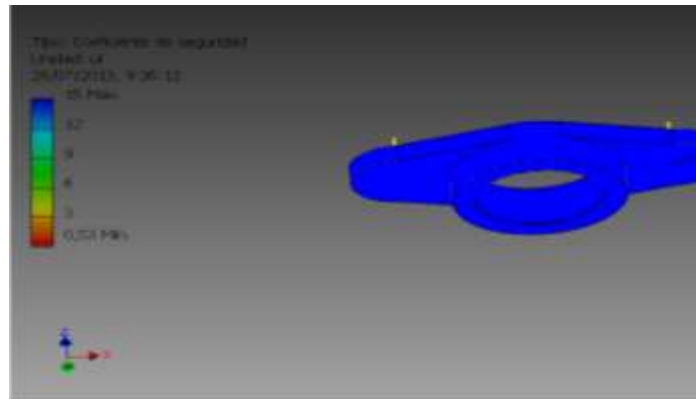


Figura 3.58: Factor de seguridad.

Fuente: Los Autores.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	642645 mm ³	
Masa	5,70026 kg	
Tensión de Von Mises	0,00943306 MPa	2,40108 MPa
Primera tensión principal	-0,699653 MPa	1,64494 MPa
Tercera tensión principal	-2,16119 MPa	0,334457 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00402539 mm
Coeficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-1,56331 MPa	1,34895 MPa
Tensión XY	-0,641385 MPa	0,740419 MPa
Tensión XZ	-0,645041 MPa	0,647299 MPa
Tensión YY	-1,44205 MPa	0,632965 MPa
Tensión YZ	-0,390289 MPa	0,65875 MPa
Tensión ZZ	-1,97543 MPa	1,14335 MPa
Desplazamiento X	-0,00067804 mm	0,000674942 mm
Desplazamiento Y	-0,000144181 mm	0,000147879 mm
Desplazamiento Z	-0,00397258 mm	0,000104913 mm
Deformación equivalente	0,0000000787066 su	0,0000199175 su
Primera deformación principal	0,0000000121923 su	0,0000155721 su
Tercera deformación principal	-0,0000179174 su	-0,00000000122078 su
Deformación XX	-0,0000102778 su	0,0000133966 su
Deformación XY	-0,00000781248 su	0,00000901879 su

Tabla 3.75: Resultados obtenidos

Fuente: Los Autores.

CONCLUSIÓN:

Se observa que el desplazamiento vertical es de 0.0001478 mm.

El factor de seguridad es alto 15

La deflexión es mínima por lo tanto el diseño es seguro como muestra la tabla 3.78.

3.14.3. Seleccionamiento de rodamiento porta vástago.

Considerando que el diámetro (a) del porta vástago es 70 mm, el diámetro interior del rodamiento debe ser el mismo.

3.14.3.1. Carga Radial (R).

$$F = 3461.36 \text{ N.}$$

3.14.3.2. Factor de rotación (V).

Factor de rotación V	
Gira pista interior	V=1
Gira pista exterior	V=1.2

Tabla 3.76: Factor de rotación.

Fuente: NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, 2009.

Según la tabla 3.76 el factor de rotación es: $V = 1$

De acuerdo a la ecuación:

$$P = 1 * (3461.36) \text{ N}$$

$$P = 3461.36 \text{ N.}$$

3.14.3.3. Duración del diseño del rodamiento (L_{10}).

Aplicación	Duración de diseño: L_{10}
Electrodomésticos	1.000 - 2.000
Motores de aviación	1.000 - 4.000
Automotores	1.500 - 5.000
Equipo agrícola	3.000 - 6.000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8.000 - 15.000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20.000 - 30.000
Bombas y compresores	40.000 - 60.000
Equipo crítico en funcionamiento las 24 h	100.000 - 200.000

Tabla 3.77: Duración del diseño del rodamiento.

Fuente: NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, 2009.

De acuerdo al trabajo que va a realizar la máquina a construir se considera un L_{10} de diseño 100000 horas según la tabla 3.77.

3.14.3.4. Factores de velocidad f_N y duración f_L .

Para este factor f_N se considera los valores de la tabla 3.78 teniendo en cuenta que el motor de la máquina estará a 863 rpm.

$$f_N = 0.29$$

Mientras tanto para f_L se considera el $L_{10} = 100000$ horas se elige de la tabla 3.80.

$$f_L = 6$$

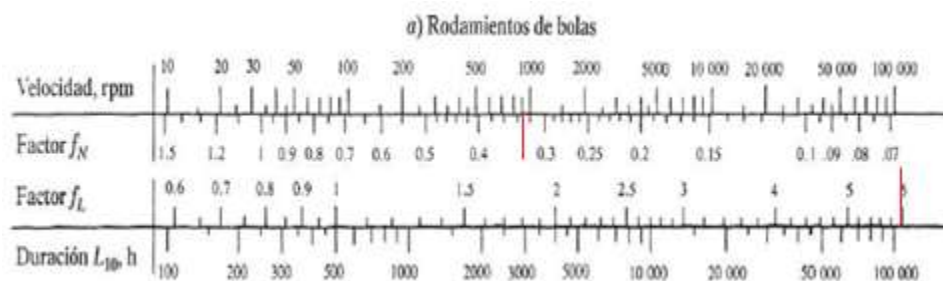


Tabla 3.78: Factores f_N y f_L .

Fuente: NORTON, Robert, *Diseño de Máquinas*, 2009.

3.14.3.5. La capacidad de carga (C).

En la tabla 3.79 se muestra las características del rodamiento de acuerdo a la capacidad.

$$C = \frac{P * f_L}{f_N}$$

$$C = \frac{3461.36 \text{ N} * 6}{0.29}$$

$$C = 71614.34 \text{ N.}$$

Rodamientos de bolas con contacto angular, de dos hileras								
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Designación
mm			kN		kN	rpm		* - Rodamiento SKF
60	130	54	127	95	4,05	5000	5000	5312 A *
60	130	54	127	95	4,05	5000	5000	5312 A-2Z *
60	130	54	134	143	6	4500	4800	5312 E
60	130	54	134	143	6	4500	4800	5312 E-2Z
60	150	66,7	159	122	5,1	4000	4300	5412 A
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	3213 A
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	-	3600	3213 A
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	3213 A-2RS1/MT33
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	3213 A-2Z/MT33
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	-	3600	5213 A
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	-	3600	5213 A-2RS1
65	120	38,1	80,6	73,5	3,1	4500	4800	5213 A-2Z
65	120	38,1	88	106	4,5	4800	5000	5213 E
65	120	38,1	88	106	4,5	4800	5000	5213 E-2Z
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	3313 A *
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	3313 A-2Z/MT33 *
65	140	58,7	138	122	5,1	4300	4500	3313 DNRCBM
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	5313 A *
65	140	58,7	146	110	4,55	4500	4500	5313 A-2Z *
65	140	58,7	154	163	6,95	4300	4500	5313 E
65	140	58,7	154	163	6,95	4300	4500	5313 E-2Z
65	160	71,4	195	163	6,55	3800	4000	5413 A
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	3214 A
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	3214 A-2Z/MT33
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	5214 A
70	125	39,7	88,4	80	3,4	4300	4500	5214 A-2Z

Tabla 3.79: Nomenclatura de rodamiento.

Fuente: Catalogo SKF.

3.14.4. Cálculo de pernos de sujeción de caja porta eje.

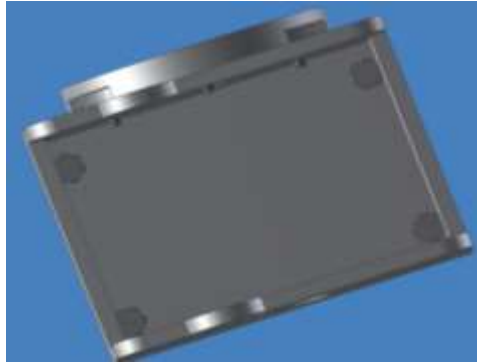


Figura 3.59: Pernos para caja porta eje.

Fuente: Los Autores.

3.14.4.1. Carga excéntrica.

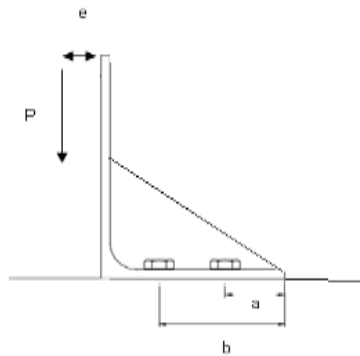


Figura 3.60: Cargas excéntricas.

Fuente: <http://es.pdf.com/doc/2447973/37/CARGAS-EXCÉNTRICAS>.

Según la figura 3.59 y figura 3.60 se observa cómo se encuentra las cargas excéntricas.

e = Distancia de plano a la cara aplicada (Radio del momento).

$$e = (30 + 43 + 77)$$

$$e = 150 \text{ mm.}$$

3.14.4.2. Triángulo de Fuerzas.

Ver figura 3.61.

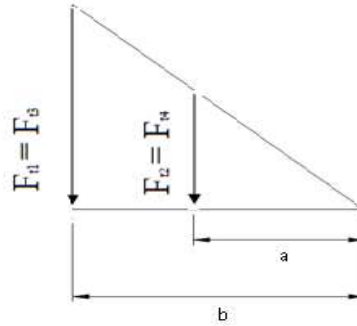


Figura 3.61: Carga excéntrica P.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/2447973/37/CARGAS-EXCENTRICAS>.

La geometría se obtiene:

$$Ft_1 = \frac{a}{b} Ft_4 \quad ; \quad Ft_2 = Ft_4$$

3.14.4.3. Momento Pe.

Considerar los momentos alrededor del filo de esta repisa va a tiende a girar y se tiene:

$$P.e = (Ft_1 + Ft_3) a + (Ft_2 + Ft_4) b$$

$$P.e = 2 a Ft_1 + 2 a Ft_2$$

Se deja en función de la carga Ft_4 :

$$P.e = 2 \frac{a^2}{b} Ft_4 + 2 b Ft_4$$

Realizando la operación se obtiene:

$$Ft_4 = Ft_2 = \frac{P \cdot e}{\frac{2a^2}{b} + 2b} = \frac{P \cdot e \cdot b}{2(a^2 + b^2)}$$

$$Ft_1 = Ft_3 = \frac{P \cdot e \cdot a}{2(a^2 + b^2)}$$

3.14.4.4. Carga de tracción extrema.

$$Ft_4 = \frac{P \cdot e \cdot b}{2 (a^2 + b^2)}$$

$$Ft_4 = \frac{1123.3 \text{ lb} \cdot 0.15 \text{ m} \cdot 0.32 \text{ m}}{2 (0.06^2 + 0.32^2)}$$

$$Ft_4 = 454.29 \text{ lb.}$$

$$Ft_1 = \frac{P \cdot e \cdot a}{2 (a^2 + b^2)}$$

$$Ft_1 = \frac{1123.3 \text{ lb} \cdot 0.15 \text{ m} \cdot 0.06}{2 (0.06^2 + 0.32^2)}$$

$$Ft_1 = 147.64 \text{ lb.}$$

.

3.14.4.5. Corte directo de los pernos.

Se puede observar en la figura 3.62 que los pernos con mayor esfuerzo son el 2 y 4 en cuanto a tracción se refiere, adicionalmente cada perno estará sometido a un corte directo por efecto de una carga cortante directa que actuara horizontal mediante el engranaje del piñón cónico.

3.14.4.6. Carga cortante primaria.

$$F = \frac{P}{N} \quad Ec (3.81)^{110}$$

F = Fuerza cortante primaria en dirección Y.

F_a = Fuerza axial del piñón.

N = Número de pernos.

¹¹⁰ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 702

$$F = \frac{1545.48 \text{ lb}}{4}$$

$$F = 386.37 \text{ lb.}$$

Perno de grado 8.

En la tabla 3.80 se muestra las características de los pernos seleccionados.

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_u (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido

Tabla 3.80: Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

$$S_p = 120 \text{ Ksi}$$

$$S_y = 130 \text{ Ksi}$$

$$S_w = 150 \text{ Ksi}$$

Luego sobre el perno actuara una carga vertical total (F) dada por:

$$F_{t4} = (454.29 + 247.64) = 601.94 \text{ lb}$$

$$F = 386.37 \text{ lb}$$

Entonces la carga cortante resultante es:

$$R = \sqrt{(F_{t4})^2 + (F)^2}$$

$$R = \sqrt{(601.94)^2 + (386.37)^2}$$

$$R = 874.52 \text{ lb}$$

3.14.4.7. Cálculo de área de perno

$$A_t = \left(\frac{6 * F_t}{S_y * 1 \text{ in}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}} \text{ Para diámetros } < \frac{3}{4} \text{ plg}$$

$$A_t = \left(\frac{6 * 874.52 \text{ lb}}{130 \text{ Ksi} * 1 \text{ in}^{-1}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$A_t = 0.12 \text{ pulg}$$

Considerando que el área del perno calculado es muy baja, se seleccionara pernos con mayor área.

Para la sujeción de la caja porta eje se utiliza pernos de ¾ -10 UNC debido a que esta sujetara todo el sistema de perforación, por tanto se necesita que esté bien sujeta a la estructura principal, para mantener estabilidad en el momento de realizar la operación.

De acuerdo al área transversal se selecciona el diámetro de perno mediante la tabla 3.81.

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) <i>d</i> (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras <i>A</i> (in)	
		Hilos por pulgada	Diámetro menor <i>d_r</i> (in)	Área de esfuerzo a tracción <i>A_t</i> (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor <i>d_r</i> (in)	Área de esfuerzo a tracción <i>A_t</i> (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¾	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	¾	¾
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
¾	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4017	14	0.7822	0.5093	1 5/16	1 5/16

Tabla 3.81: Dimensión de roscas unificadas (UNS) roscas bastas (uc) y finas (UNF).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>.

3.14.4.8. Factor de seguridad.

$$\tau = \frac{F_t}{A_t}$$

$$\tau = \frac{874.52 \text{ lbf}}{0.373 \text{ in}^2} = \mathbf{2.34 \text{ Ksi}}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2}}$$

$$\eta = \frac{130 \text{ Ksi}}{\sqrt{(90 \text{ ksi})^2 + 3*(2.34 \text{ Ksi})^2}}$$

$$\eta = 1.43$$

Para evitar falla por corte puro en un perno se debe cumplir:

$$\tau = \frac{4P}{\pi d_r^2} < S_{sy} = 0.4 S_y$$

$$\tau = 2340 \text{ psi} < S_{sy} = 0.4 * 130000 = 52000 \text{ psi}$$

$$\mathbf{2340 \text{ Psi} < 52000 \text{ Psi}}$$

El valor calculado está en los límites de diseño, así que los tornillos dimensionados garantizan su buen funcionamiento.

3.15. Diseño de la estructura de la máquina¹¹¹

Para este tipo de diseño no se debe tener con restricciones de espacio para colocar soportes y que no interfieran con el funcionamiento de la máquina para que permitan el acceso para el ensamblaje o mantenimiento de la misma.

¹¹¹ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 777.

Debe cumplir los siguientes parámetros.

- Resistencia
- Rigidez
- Costo de fabricación
- Tamaño
- Peso

Factores que se debe considerar:

- Fuerzas ejercidas por los componentes de la máquina.
- Forma de soportar la estructura
- Ambiente donde trabajara la unidad.

Los parámetros que se debe tener más control es: la selección del material, la geometría de las partes de carga de la estructura.

3.15.1. Materiales¹¹²

La rigidez de una estructura es el factor determinante más que la resistencia. En esos casos la resistencia del material, representada por su módulo de elasticidad que es el factor más importante.

3.15.2. Diseño para resistir la flexión¹¹³

La carga y la longitud deben mantenerse pequeñas y los valores de E e I deben ser grandes por lo que se considera lo siguiente:

- Mantener lo más corta posible la longitud de la viga y coloque las cargas cerca de los apoyos.
- Use un material con módulo de elasticidad grande.
- Tener en cuenta la rigidez en tableros grandes para reducir vibración y ruido.

¹¹² MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 778.

¹¹³ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 776.

- Al diseñar una estructura abierta use amarra diagonal, para descomponer las zonas con formas inherentes.

$$\Delta = \frac{P * L^3}{K * E * I} \quad \text{Ec (3.82)}^{114}$$

Para la estructura de la máquina se selecciona los siguientes elementos:

3.15.3. Perfiles estructurales de acero.

Son convenientes para especificaciones e instalación en estructuras de edificios o máquinas.

3.15.4. Ángulo de acero (perfiles en “L”).

Los perfiles típicos de ángulos de acero con las de longitudes iguales y desiguales. Llamados perfiles en “L” por la apariencia de la sección transversal, los ángulos a menudo se utilizan como miembros de armaduras y torres sometidas a tensión, miembros de estructuras de máquinas, sobre ventanas y puertas, placas utilizadas en bastidores y vigas como se muestra la figura 3.62.

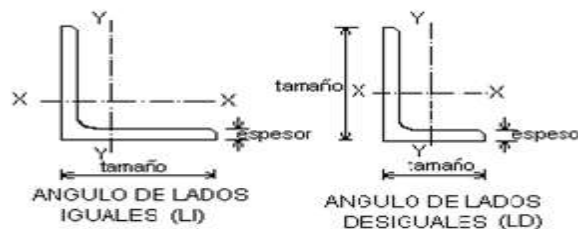


Figura 3.62: Perfiles “L”.

Fuente: MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2006.

La designación estándar adopta la forma mostrada a continuación:

¹¹⁴ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 777.

L 2 ½ x ¼.

Dónde:

“L” se refiere al perfil en L.

2 ½ es la longitud del ala más larga.

Es la longitud del ala más corta.

¼ es el espesor de las alas .

Las dimensiones están en pulgadas.

3.15.5. Canales (perfiles en “C”)

Perfil con alma plana y los patines producen una estructura más rígida que los ángulos, que resisten más la flexión y la torsión bajo carga. Ver figura 3.63.

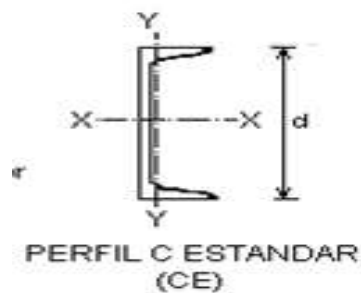


Figura 3.63: Perfil “C”.

Fuente: MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, Diseño de Elementos de Máquinas, 2006.

La forma de designación estándar de canales es:

C 15x50

Dónde:

“C” indica que un perfil C estándar.

15 es el peralte nominal (y real) con el alma vertical.

50 es el peso por unidad de longitud en lb/ft .

Las dimensiones están en pulgadas.

3.15.6. Tipos de juntas¹¹⁵

El término juntas se refiere a la relación entre partes unidas como se muestra en la figura. La soldadura a tope permite que una unión tenga el mismo espesor nominal que las partes unidas y en general se carga en tensión como se muestra la figura 3.64.

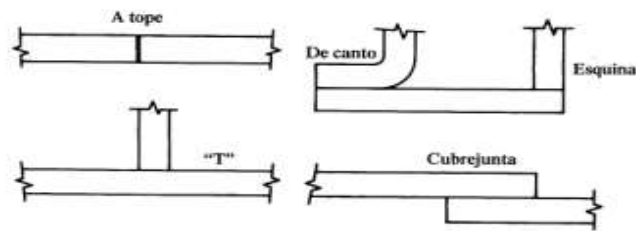


Figura 3.64: Tipo de Juntas.

Fuente: MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2006.

3.15.7. Tipos de soldaduras¹¹⁶

En la siguiente figura se muestra varios tipos de soldadura, cuyos nombres provienen de la geometría de las orillas de las partes que se van a unir. Debemos considerar que se necesita tener orillas en especial cuando las placas son gruesas, para permitir que la varilla de soldadura entre a la junta y forme cordón continuo según la figura 3.65.

¹¹⁵ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 784

¹¹⁶ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. 784.

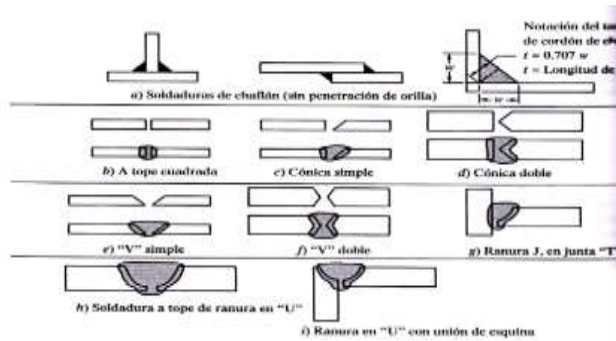


Figura 3.65: Tipo de soldaduras.

Fuente: MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, Diseño de Elementos de Máquinas, 2006.

3.15.8. Diseño de la estructura

La estructura que soportara el sistema consta de una base fija y una móvil.

La base móvil está conformada por un perfil de acero UPN Tipo “C” de 100 x 50 x 6 mm, este tiene un área que soporta la carga máxima y un perfil angular de acero Tipo “L” de 65 x 6 mm, los mismos que actuaran como soportes horizontales y verticales respectivamente para resistir el peso de cada uno de los elementos.

El diseño de la misma es complejo debido a que el peso está distribuido en una forma irregular, es por eso que para este diseño se utilizara la ayuda del programa Autodesk Inventor para analizar la resistencia de la estructura.

3.15.8.1. Cálculo de viga de estructura móvil

Para el diseño de este elemento mecánico se considera de la siguiente figura 3.66.

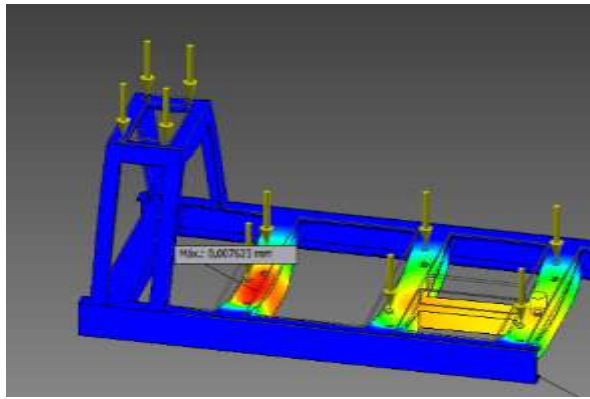


Figura 3.66: Deflexión de viga.

Fuente: Los Autores.

Diagrama de cuerpo libre

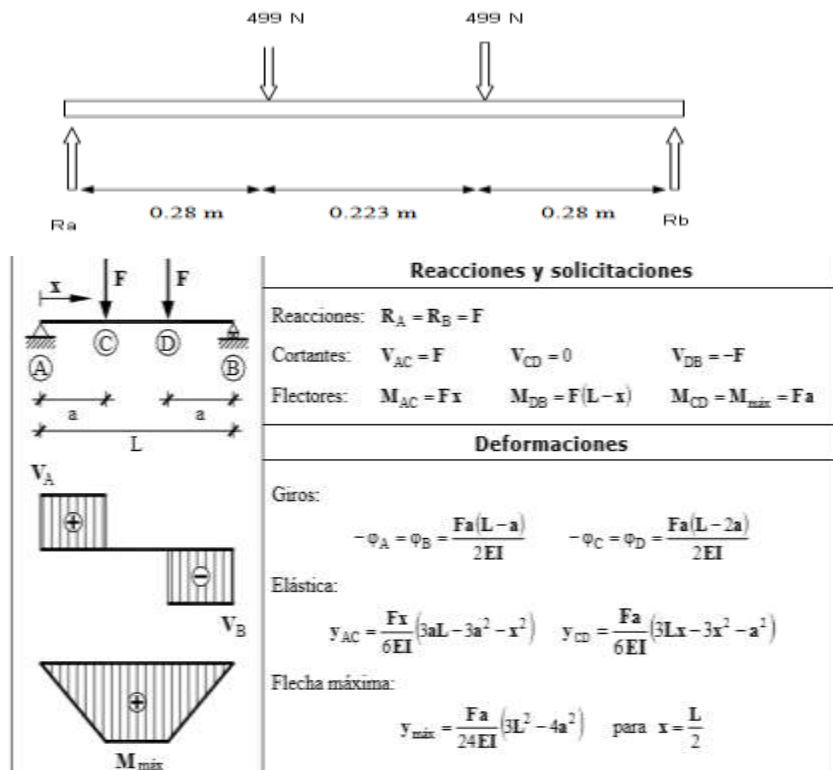


Figura 3.67: Vigas indeterminadas.

Fuente: MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, Diseño de Elementos de Máquinas, 2006.

De acuerdo la figura 3.67 se muestra las reacciones:

Reacciones:

$$R_A = R_B = F \quad ^{117}$$

$$R_A = R_B = 2091.32 \text{ lb}$$

Momentos:

Considerar que $x = 0.28$

$$M_{AC} = \frac{F}{L} (L(x - a) + a^2) \quad ^{118}$$

$$M_{AC} = \frac{950.6 \text{ kg}}{0.783 \text{ pulg}} (0.783 \text{ pulg} (0.28 - 0.28) + (0.28)^2)$$

$$M_{AC} = 95.18 \text{ kg.m,}$$

$$M_{CD} = \frac{F * a^2}{L} \quad ^{119}$$

$$M_{CD} = \frac{950.6 \text{ Kg} * (0.223 \text{ m})^2}{0.783 \text{ m}}$$

$$M_{CD} = 60.37 \text{ Kg.m}$$

$$M_{DB} = \frac{F}{L} (L(L - x - a) + a^2)$$

$$M_{DB} = \frac{950.6 \text{ Kg}}{0.783 \text{ m}} (0.783 \text{ m} (0.783 \text{ m} - 0.28 \text{ m} - 0.28 \text{ m}) + (0.28)^2)$$

$$M_{DB} = 307.16 \text{ Kg.m}$$

$$M_A = M_B = -\frac{Fa}{L} (L - a)$$

¹¹⁷ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. A-25

¹¹⁸ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. A-25

¹¹⁹ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. A-25

$$M_A = M_B = -\frac{950.6Kg}{0.783m}(0.783m - 0.28m)$$

$$M_A = M_B = -170.98Kg.m$$

Para apoyo Lateral Total:

$$f_b = \frac{M_x}{S_x} = Fb$$

f_b = Esfuerzo Real o flexión.

M_x = Momento máximo.

S_x = Módulo de sección.

Fb = Esfuerzo Admisible.

$$Fb = 0.66 S_y$$

$$Fb = 0.66 * 36 \text{ Ksi}$$

$$Fb = 23.8 \text{ Ksi}$$

Momento máximo:

$$M_{DB} = 307.16 \text{ Kg.m} \left| \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ kg.f}} \right| \left| \frac{39.37 \text{ pulg}}{1m} \right|$$

$$M_{DB} = 33.6 \text{ KLb}$$

$$S_x = \frac{M_x}{f_b}$$

$$S_x = \frac{33.6 \text{ Klb.pulg}}{23.8 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2}}$$

$$S_x = 1.41 \text{ pulg}^3$$

Mediante el catalogo AISC se selecciona el siguiente perfil UPN (C)

C4 x 5.4

Deflexión de la viga.

$$y_{\max} = \frac{F * a^2}{24 E * I} (3L - 4a)$$

$$y_{\max} = \frac{2.091 \text{ Lb} * (11.023)^2}{24 (30000 \text{ Ksi}) * 0.319 \text{ pulg}^4} (3(12 - 4(0.28)))$$

$$y_{\max} = 0.0396 \text{ pulg} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right|$$

$$y_{\max} = 1.01 \text{ mm}$$

E = 30000 Ksi (Ver tabla 3.82)

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de elasticidad cortante G		Razón de Poisson ν
	ksi	GPa	ksi	GPa	
Aleaciones de aluminio	10 000–11 400	70–79	3800–4300	26–30	0.33
2014-T6	10 600	73	4000	28	0.33
6061-T6	10 000	70	3800	26	0.33
7075-T6	10 400	72	3900	27	0.33
Latón	14 000–16 000	96–110	5200–6000	36–41	0.34
Bronce	14 000–17 000	96–120	5200–6300	36–44	0.34
Hierro fundido	12 000–25 000	83–170	4600–10 000	32–69	0.2–0.3
Concreto (compresión)	2500–4500	17–31			0.1–0.2
Cobre y aleaciones de cobre	16 000–18 000	110–120	5800–6800	40–47	0.33–0.36
Vidrio	7000–12 000	48–83	2700–5100	19–35	0.17–0.27
Aleaciones de magnesio	6000–6500	41–45	2200–2400	15–17	0.35
Monel (67% Ni, 30% Cu)	25 000	170	9500	66	0.32
Níquel	30 000	210	11 400	80	0.31
Plásticos					
Nylon	300–500	2.1–3.4			0.4
Polietileno	100–200	0.7–1.4			0.4
Piedra (compresión)					
Granito, mármol, cuarzo	6000–14 000	40–100			0.2–0.3
Piedra caliza, arenisca	3000–10 000	20–70			0.2–0.3
Hule	0.1–0.6	0.0007–0.004	0.03–0.2	0.0002–0.001	0.45–0.50
Acero	28 000–30 000	190–210	10 800–11 800	75–80	0.27–0.30

Tabla 3.82: Módulo de Elasticidad.

Fuente: James M.Gere. Mecánica de Materiales.

3.15.8.2. Análisis en Autodesk Inventor.

Para este análisis se considera las diferentes cargas que actúan sobre la estructura según figura 3.68.

Cargas aplicadas

La carga 1 es peso de la caja de cambios y el motor.

La carga 2 es el peso de la caja porta eje

CARGA 1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	498.160 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-498.160 N

CARGA 2

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	140.220 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	-140.220 N

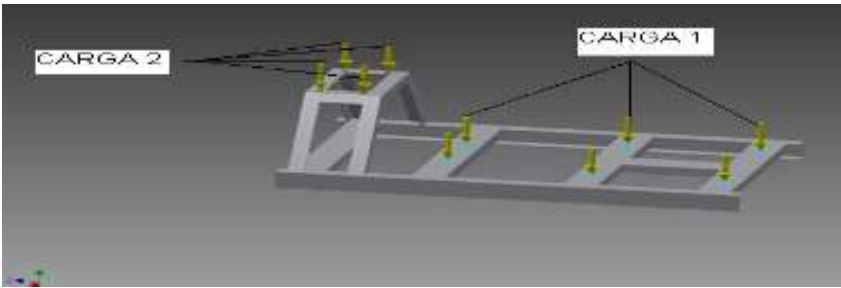


Figura 3.68: Base móvil.

Fuente: Los Autores.

Mediante la figura 3.69 se muestra el desplazamiento de la estructura.

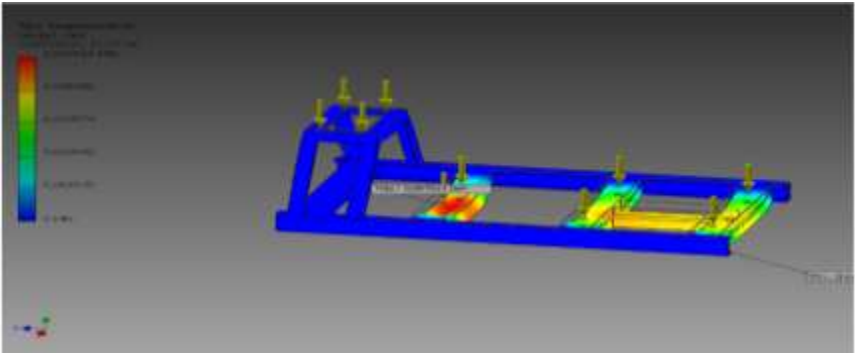


Figura 3.69: Desplazamiento vertical.

Fuente: Los Autores.

Mediante la figura 3.70 se muestra el coeficiente de seguridad.

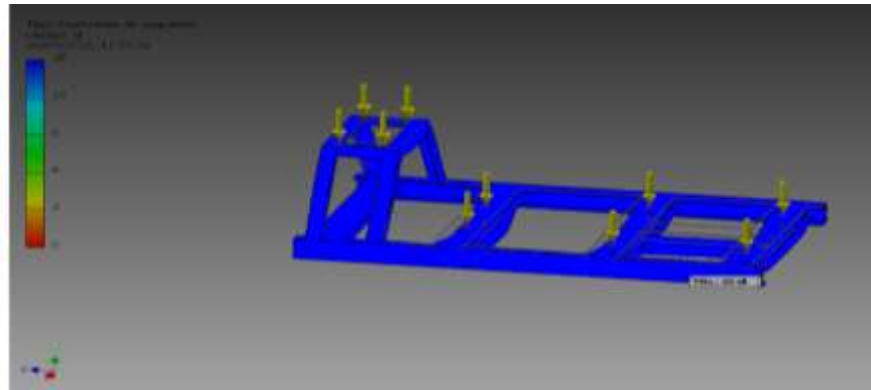


Figura 3.70: Coeficiente de seguridad.

Fuente: Los Autores.

En Autodesk Inventor

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	20779400 mm ³	
Masa	163,326 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000533363 MPa	1946,32 MPa
Primera tensión principal	-300,89 MPa	2401,85 MPa
Tercera tensión principal	-1213,01 MPa	441,377 MPa
Desplazamiento	0 mm	2,02364 mm
Coeficiente de seguridad	0,14364 su	15 su
Tensión XX	-303,041 MPa	594,62 MPa
Tensión XY	-378,636 MPa	856,524 MPa
Tensión XZ	-186,51 MPa	183,224 MPa
Tensión YY	-802,726 MPa	2282,07 MPa
Tensión YZ	-1078,81 MPa	386,329 MPa
Tensión ZZ	-511,138 MPa	763,974 MPa
Desplazamiento X	-0,153808 mm	0,047459 mm
Desplazamiento Y	-1,91054 mm	0,344978 mm
Desplazamiento Z	-0,5935 mm	0,678414 mm
Deformación equivalente	0,000000000222539 su	0,00821159 su
Primera deformación principal	-0,0000239389 su	0,00964348 su
Tercera deformación principal	-0,00661296 su	0,00000118384 su
Deformación XX	-0,00210298 su	0,00270932 su
Deformación XY	-0,00219437 su	0,00496395 su
Deformación XZ	-0,00108091 su	0,00106186 su
Deformación YY	-0,00319548 su	0,00894931 su
Deformación YZ	-0,0062522 su	0,00223895 su

Tabla 3.83: Resultados Finales.

Fuente: Los Autores.

CONCLUSIÓN.

En las figuras se pueden observar que si se aplican dichas cargas la estructura tomara diferentes colores dados y este se comparará con la barra que se encuentra en la parte izquierda, donde el color azul es el valor mínimo donde la estructura no falla, mientras el color rojo es donde puede fallar ante la carga aplicada.

Observar que el desplazamiento vertical es de 0.3449 mm lo cual indica que no fallara por flexión, el factor de seguridad es alto, como se muestra en la tabla 3.83 por lo tanto el diseño es adecuado.

3.15.8.3. Diseño de viga para estructura fija

Esta base fija está constituida por perfil angular de acero tipo L y por placas de acero A36 de acuerdo a la geometría requerida en el diseño.

Diseño de la viga para la estructura fija.

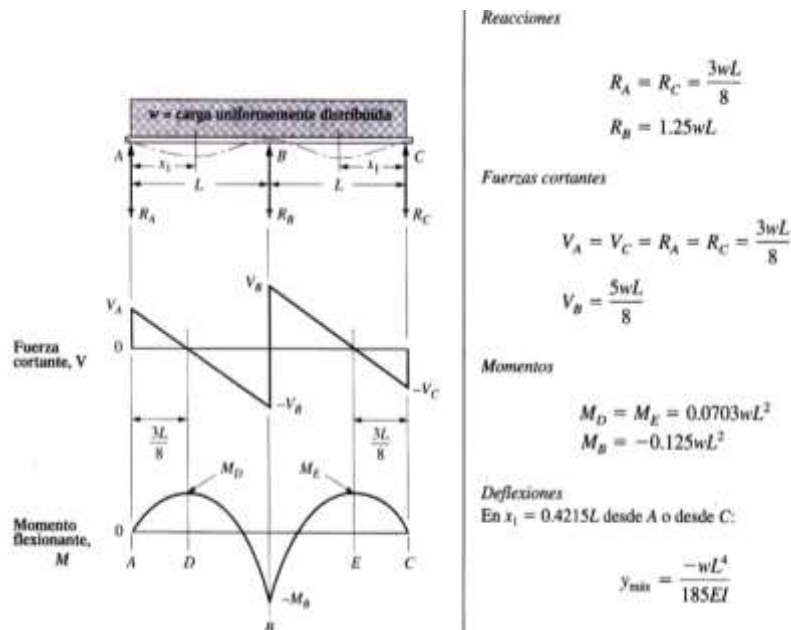


Figura 3.71: Vigas indeterminadas.

Fuente: MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*.

En la figura 3.71 se muestra las reacciones de la base fija:

$$R_A = R_C = \frac{3 W * L}{8} \quad \text{Ec (3.83)}^{120}$$

$$R_C = 1.25 * W * L \quad \text{Ec (3.84)}^{121}$$

Cálculo de reacción R_A :

$$R_A = R_C = \frac{3 (950 .6 \frac{\text{kg}}{\text{m}}) * 1.075 \text{ m}}{8}$$

$$\mathbf{R_A = R_C = 383 \text{ kg}}$$

Cálculo de reacción R_B :

$$R_C = 1.25 * W * L$$

$$R_C = 1.25 * 950 .6 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 1.075 \text{ m}$$

$$\mathbf{R_C = 1277.36 \text{ kg}}$$

Cálculo de momentos:

$$M_D = M_E = 0.073 * W * L^2 \quad ^{122}$$

$$M_D = M_E = 0.073 * 950 .6 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * (1.075 \text{ m})^2$$

$$\mathbf{M_D = M_E = 77.22 \text{ kg.m}}$$

$$M_B = - 0.125 * W * L^2$$

$$M_B = - 0.125 * 950 .6 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * (1.075 \text{ m})^2$$

$$M_B = - 137.31 \text{ kg.m} \left| \frac{2.2 \text{ lb}}{\text{kg.f}} \right| \left| \frac{39.37 \text{ pulg}}{1 \text{ m}} \right|$$

¹²⁰ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. A-26

¹²¹ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. A-26

¹²² MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p. A-26

$$M_B = - 9.89 \text{ klb.pulg.}$$

Para apoyo Lateral Total

$$f_b = \frac{M_x}{S_x} = Fb$$

f_b = Esfuerzo Real o flexión

M_x = Momento máximo

S_x = Módulo de sección

Fb = Esfuerzo Admisible

$$Fb = 0.66 S_y$$

$$Ec(3.85)^{123}$$

$$Fb = 0.66 * 36 \text{ Ksi}$$

$$Fb = 23.8 \text{ Ksi}$$

$$S_x = \frac{M_x}{f_b}$$

$$S_x = \frac{9.89 \text{ Klb. pulg}}{23.8 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2}}$$

$$S_x = 0.383 \text{ pulg}^3$$

Mediante el catalogo AISC se selecciona el siguiente perfil angular (L)

$$2 \frac{1}{2} \times 2 \frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$$

Para la deflexión de la viga se debe considerar que en $x_1 = 0.4215 \text{ L}$ ¹²⁴

$$x_1 = 0.4215 (42.32 \text{ pulg})$$

¹²³ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p.782.

¹²⁴ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p 784.

$$x_1 = 17.83 \text{ pulg.}$$

$$y_{\max} = \frac{w * L^4}{185 E * I}$$

$$y_{\max} = \frac{2091.32 \text{ lb} * (17.83 \text{ pulg})^4}{185 0.703 \text{ pulg}^4 * 30000 \text{ Ksi}}$$

$$y_{\max} = 0.054 \text{ pulg} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right|$$

$$y_{\max} = 1.37 \text{ mm}$$

3.15.8.4. Comprobación mediante software Autodesk Inventor.

Para realizar esta simulación se considera que la base móvil se encuentra acoplada sobre la base fija por lo que se toma en cuenta las mismas cargas utilizadas en el análisis anterior.

Cargas aplicadas

Mediante la figura 3.72 se aprecia las cargas que va a soportar esta estructura.

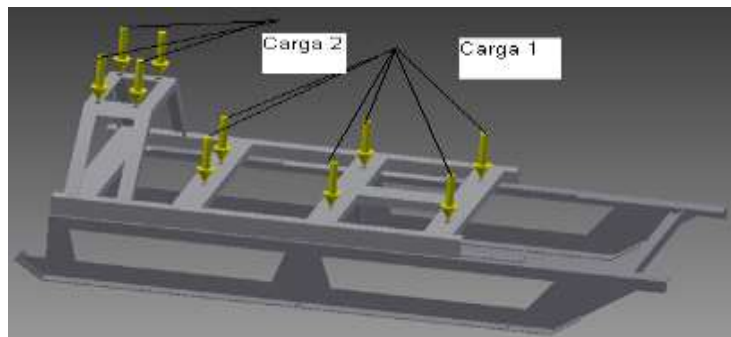


Figura 3.72: Cargas aplicadas.

Fuente: Los Autores.

CARGA 1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	498.160 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-498.160 N

CARGA 2

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	140.220 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	-140.220 N

En la figura 3.73 se mira el desplazamiento vertical que producen las fuerzas.

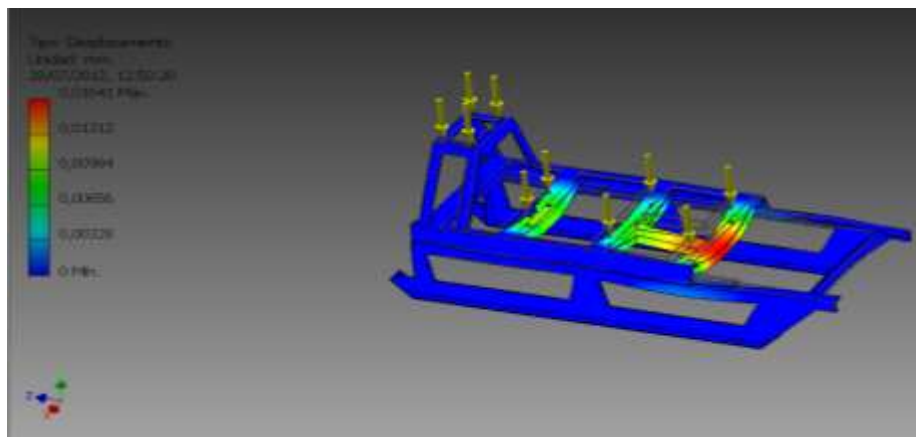


Figura 3.73: Desplazamiento.

Fuente: Los Autores.

En la figura 3.74 se mira el factor de seguridad.

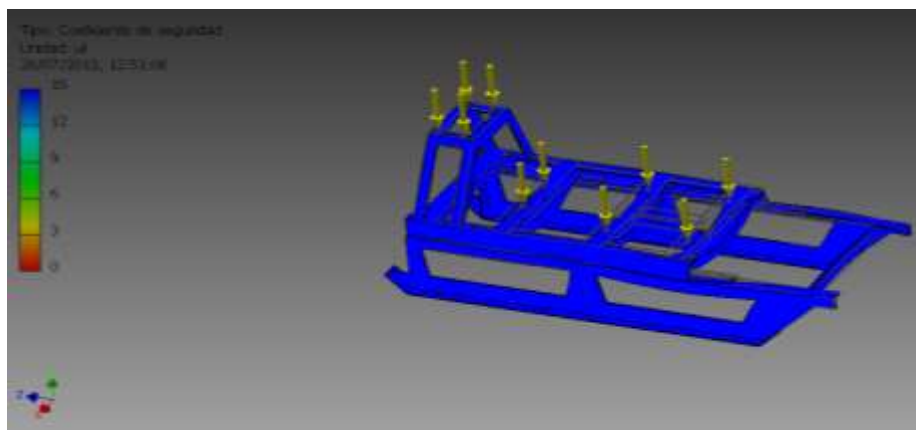


Figura 3.74: Coeficiente de seguridad

Fuente: Los Autores.

En Autodesk Inventor

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	20779400 mm ³	
Masa	163,326 kg	
Tensión de Von Mises	0,0000693992 MPa	1967,69 MPa
Primera tensión principal	-169,251 MPa	2216,25 MPa
Tercera tensión principal	-1271,75 MPa	401,05 MPa
Desplazamiento	0 mm	2,03569 mm
Coeficiente de seguridad	0,151917 su	15 su
Tensión XX	-263,713 MPa	622,962 MPa
Tensión XY	-322,821 MPa	580,019 MPa
Tensión XZ	-210,581 MPa	236,164 MPa
Tensión YY	-842,043 MPa	2118,44 MPa
Tensión YZ	-1131,98 MPa	403,198 MPa
Tensión ZZ	-579,264 MPa	736,801 MPa
Desplazamiento X	-0,315316 mm	0,0529476 mm
Desplazamiento Y	-1,89609 mm	1,15734 mm
Desplazamiento Z	-0,658688 mm	0,753777 mm
Deformación equivalente	0,000000000268984 su	0,0076098 su
Primera deformación principal	-0,00000227436 su	0,00874747 su
Tercera deformación principal	-0,00693609 su	0,00000148842 su
Deformación XX	-0,00165026 su	0,00234646 su
Deformación XY	-0,00187089 su	0,00336147 su

Tabla3.84: Resultado Finales.

Fuente: Los Autores.

CONCLUSIÓN.

El desplazamiento vertical es de 1.157 mm, se puede observar que no fallara por flexión, el factor de seguridad es alto garantiza seguridad y confiabilidad como muestra la tabla 3.84, por lo cual el diseño es factible para la estructura.

3.14.5.8.5. Diseño de soldadura para unión de los perfiles ¹²⁵

Todos los elementos de la estructura serán soldados bajo los parámetros establecidos por la sociedad americana (AWS). El electrodo que se utiliza E-7018 que tiene una

¹²⁵ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 469.

resistencia de 70 Ksi que es compatible con los perfiles de acero. Las máximas fuerzas que la suelda deberá soportar son las cargas utilizadas en el análisis mediante el programa Autodesk Inventor.

3.15.8.6. Resistencia del metal de aporte.

De la tabla 3.85 la fuerza permisible (F_{perm}) por la longitud unitaria para el electrodo E-70XX es:

Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$t_f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

* En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.
 $t_f = 0.707h_{min}$

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables Affect Weldment Design*, D412, The James F. Reproduction con autorización de Lincoln Electric Company.

Tabla 3.85: Carga permisible de soldadura.

Fuente: BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 2009.

Mediante la expresión 3.86.

$$F_{perm} = t_f * l \quad Ec (3.86)^{126}$$

$$P = 2091.32 \text{ lb}$$

$$h = 3/8$$

$$t_f = 14.85 * h$$

$$t_f = 14.85 * 3/8$$

¹²⁶ MOTT, Robert.L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006, p.437.

$$t_f = 5.56 \frac{\text{Kip}}{\text{pulg}} \left| \frac{448.2216 \text{ N}}{1 \text{ Kip}} \right| \left| \frac{1 \text{ kg}}{9.8 \text{ N}} \right| \left| \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \right|$$

$$t_f = 5552.16 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$l = 4 \text{ pulg}$$

Dónde:

P = Peso total.

h = Cateto de soldadura.

t_f = Fuerza permisible.

l = longitud de cordón.

Entonces se obtiene:

$$F_{\text{perm}} = t_f * l$$

$$F_{\text{perm}} = 5552.16 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} * 4 \text{ pulg}$$

$$F_{\text{perm}} = 22208.64 \text{ lb}$$

La resistencia del material de aporte satisface porque su valor es mayor a la carga total ($22208.64 \text{ lb} > 2091.32 \text{ lb}$).

3.15.8.7. Resistencia de la unión.

Se verifica el cortante en la unión adyacente a la soldadura.

$$\tau_{\text{perm}} = 0.4 * S_y \quad \text{Ec (3.87)}^{127}$$

¹²⁷ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 468.

$$\tau = \frac{F}{h * l}$$

Dónde:

S_y = Límite de fluencia.

F = Peso total.

l = Longitud de cordón.

h = Cateto de soldadura.

τ_{perm} = Cortante permisible.

τ = Cortante permisbile de la carga total.

$$\tau_{perm} = 0.4 * 36 \text{ Kpsi}$$

$$\tau_{perm} = 14.4 \text{ Kpsi} \approx 14400 \frac{lb}{pulg^2}$$

$$\tau = \frac{2091.32 \text{ lb}}{0.37 \text{ pulg} * 4 \text{ pulg}}$$

$$\tau = 1413.5 \frac{lb}{pulg^2}$$

La resistencia de la unión es muy buena ya que el esfuerzo cortante permisible es mayor que el producido por la carga total ($14400 \frac{lb}{pulg^2} > 1413.5 \frac{lb}{pulg^2}$)

Se debe considerar el esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión segunda la siguiente tabla 3.86.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible
Tensión	A tope	$0.60S_y$
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}^{\dagger}$

Tabla 3.86: Esfuerzos permisibles para metal de aporte.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Novena Edición.

$$\sigma_{perm} = 0.6 * S_y \quad \text{Ec(3.88)}^{128}$$

$$\sigma = \frac{F}{h * l}$$

Dónde:

$$\sigma_{perm} = 0.6 * 36 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{perm} = 21.6 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma = \frac{2091.32 \text{ lb}}{0.37 \text{ pulg} * 4 \text{ pulg}}$$

$$\sigma = 1413.5 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Por lo tanto no tienen el riesgo de colapsar.

3.15.8.7. Diseño de cabezal.

Este elemento está constituido de dos tapas guías de Acero 36, donde se alojaran los cilindros hidráulicos para el desplazamiento vertical, las mismas que poseen dos agujeros de diámetro de 64 mm, un alojamiento de diámetro exterior de 130 x 25mm para los rodamientos seleccionados anteriormente y el detalle de la geometría de la placas se muestra en la siguiente figura.

Van provistos de 6 seis agujeros roscados para sujeción de una tapa la misma que lleva un retenedor para evitar la contaminación del rodamiento.

También consta de una camisa de Acero 36 rolada de acuerdo a la geometría de la figura con un radio interior de 85 mm por una altura de 284 mm y 8 mm de espesor.

Estos dos tipo de materiales son compatibles para realizar el acoplamiento de los mismo mediante el proceso de electrodo revestido en este caso utilizamos el E-7018 por mayor

¹²⁸ BUDYNAS Richard Y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, México, Febrero del 2009, p. 467.

resistencia. Considerando que este cabezal es como apoyo de los cilindros verticales y protector del sistema motriz de la máquina que consiste en la corona cónica, la camisa de broce con el vástago. En si este diseño nos basamos en la geometría ya que son elementos que no se encuentran en mayores aplicaciones mecánicas por lo que su diseño deberá cumplir requerimientos geométricos. Ver figura 3.75.

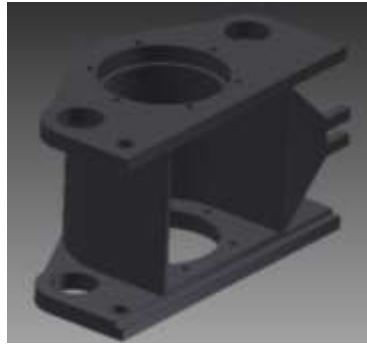


Figura 3.75: Cabezal.

Fuente: Los Autores.

3.15.8.8. Diseño de caja porta eje.

Como función principal de este elemento es mantener al eje principal fuera de alcance de algún tipo de daño, también alojará 2 rodamientos anteriormente seleccionados, está conformada por planchas de acero A-36, en la base inferior, esta contiene 4 agujeros de diámetro 3/4 para fijarse en la base móvil, partes laterales, frontal y posterior.

Este tipo de material son compatibles para realizar el acoplamiento de los mismos mediante el proceso de electrodo revestido, en este caso se utiliza electrodo E-7018 por mayor resistencia.

En su parte frontal y posterior se alojarán rodamientos del eje principal, en la parte frontal consta de 3 agujeros roscados de diámetro de $\frac{1}{2}$ UNC para la sujeción del cabezal.

En la parte posterior consta de 6 agujeros roscados para la sujeción de la tapa porta rodamiento y retenedor del eje principal, se toma en cuenta que esta placa está sometida a una carga radial la cual no permite mayores daños de la misma.

Su diseño se basa principalmente en la geometría de la caja ya que no se encuentra sometida a fuerzas mecánicas que provoquen algún defecto sobre la misma, la carga radial del rodamiento es la única que soporta los alojamientos tanto en la placa frontal como la posterior como muestra la figura 3.76.

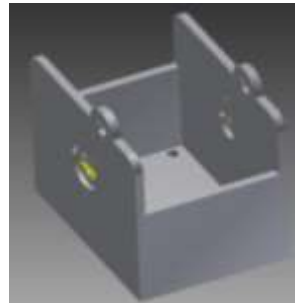


Figura 3.76: Caja Porta Eje Principal.

Fuente: Los Autores.

3.15.8.9. Placa porta cabezal

Este elemento es de plancha de acero A- 36 tiene como función alojar parte del rodamiento del eje principal, para que a su vez sea el acoplamiento con el cabezal, esta operación se lo realiza por 3 pernos de diámetro $\frac{1}{2}$ UNC anteriormente ya calculados que permitirán la sujeción de estos dos elementos como se indica en la figura 3.77.

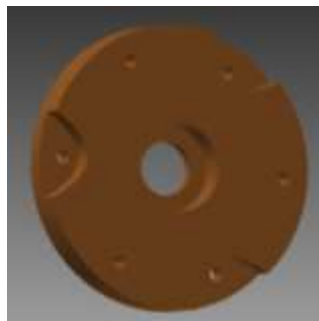


Figura 3.77: Rodela Porta Cabezal.

Fuente: Los Autores.

Dicho elemento no se encuentra sujeto a mayores esfuerzos, cargas por lo que su diseño es geométrico que permita la facilidad de montaje y fijación con la caja porta eje del cabezal como se indicó anteriormente.

3.15.8.10. Tapas porta retenedores del cabezal y porta cilindros.

Este elemento alojara a retenedores que evitan que el polvo, agua causen daño a los rodamientos, se conforma de 6 agujeros para pernos 5/16 UNC para la sujeción en el cabezal y porta cilindros. Se considera el diámetro exterior de la camisa de bronce para realiza el diámetro interior de estas tapas. Su diseño se basa en la geometría ya que este elemento no se encuentra expuesto a cargas mecánicas que ocasionen daños del mismo y sirve como protector de contaminantes hacia el rodamiento. Ver figura 3.78.

Se selecciona el material AISI 1018.

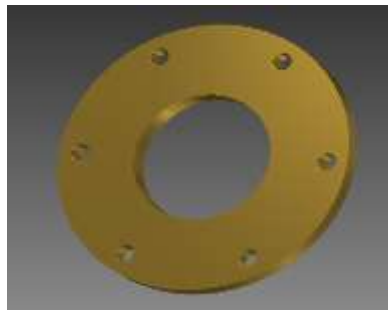


Figura 3.78: Tapa de retenedores.

Fuente: Los Autores.

3.15.8.11. Tapa porta rodamiento y retenedores de caja porta eje.

Este elemento alojara el rodamiento posterior del eje principal como también un retenedor el cual evita que impurezas, polvos ingresen y causen daño al rodamiento, está sujeto mediante 6 pernos diámetro 3/8 UNC en la caja porta eje.

Como se muestra en la figura 3.79.

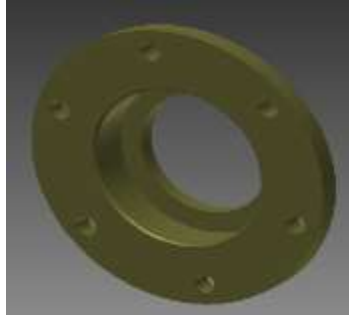


Figura 3.79: Tapa porta Rodamiento.

Fuente: Los Autores.

CAPITULO IV

4. SISTEMA HIDRAÚLICO.

La hidráulica es la ciencia que forma parte la física y comprende la transmisión y regulación de fuerzas y movimientos por medio de los líquidos. Cuando se escuche la palabra “hidráulica” hay que remarcar el concepto de que es la transformación de la energía, ya sea de mecánica o eléctrica en hidráulica para obtener un beneficio en términos de energía mecánica al finalizar el proceso.

Etimológicamente la palabra hidráulica se refiere al agua:

Hidros - agua. Aulos - flauta.¹²⁹

Algunos especialistas que no emplean el agua como medio transmisor de energía, sino que el aceite han establecido los siguientes términos para establecer la distinción:

Oleodinámica, Oleo hidráulica u Oleólica.¹³⁰

4.1 Características especiales que destacan a la Hidráulica:

1. Grandes fuerzas o momentos de giro, producidos en reducidos espacios de montaje.
2. Las fuerzas se gradúan automáticamente a las necesidades.
3. El movimiento puede realizarse con carga máxima desde el arranque.
4. Regulación continua de la velocidad, momento o fuerza.
5. Protección simple contra sobrecargas.
6. Útil para movimientos rápidos controlados, así como para movimientos de precisión
7. Acumulación relativamente sencilla de energía por medio de gases.

¹²⁹<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>

¹³⁰<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>

4.2 Componentes de un sistema hidráulico.

4.2.1 Bomba hidráulica.

Proporciona una presión y caudal adecuado de líquido a la instalación.

La bomba hidráulica convierte la energía mecánica en energía hidráulica. Es un dispositivo que toma energía de una fuente y la convierte a una forma de energía hidráulica. La bomba toma aceite de un depósito de almacenamiento y lo envía como un flujo al sistema hidráulico.

La resistencia puede producirse a medida que el flujo pasa por las mangueras, orificios, conexiones, cilindros, motores o cualquier elemento del sistema que impida el paso libre del flujo al tanque según la figura 4.1.

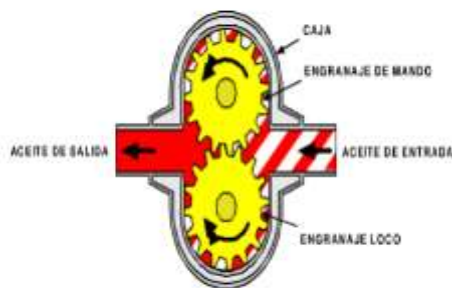


Figura 4.1: Bombas hidráulicas.

Fuente:<http://cursos.aiu.edu/Sistema%20Hidraulicas%20y%20Neumati/PDF/Tema%201>.

4.2.2 Bombas de Engranajes¹³¹

Las bombas son componentes del sistema hidráulico que convierten la energía mecánica transmitida desde un motor eléctrico a energía hidráulica. Las bombas de engranajes son compactas, relativamente económicas y tienen pocas piezas móviles. Las bombas de

¹³¹<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>

engranajes externas se componen de dos engranajes, generalmente del mismo tamaño, que se engranan entre si dentro de una carcasa. Cuando ambos engranajes giran, el fluido se introduce a través del orificio de entrada. La bomba genera flujo y, baja presión, transfiere energía desde la fuente de entrada, que es mecánica, hasta un actuador de potencia hidráulica. Ver figura 4.2.

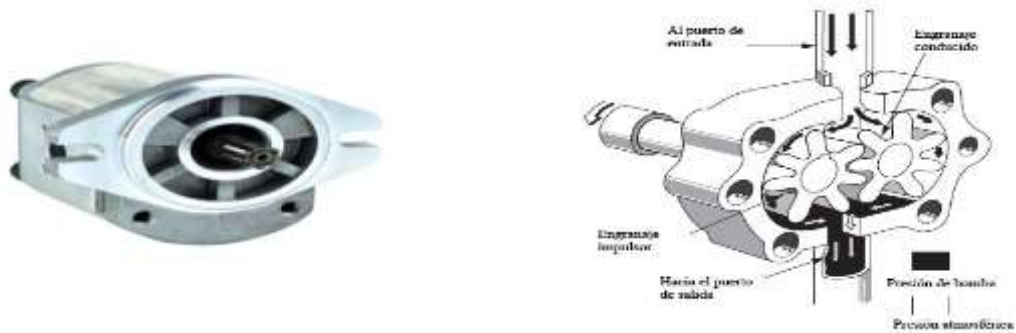


Figura 4.2: Bombas hidráulicas de engranajes

Fuente:http://www.hydromecanica.com/index.php/noticias/60-bombas-de-engranajes_

4.2.3. Tanque hidráulico.

La principal función del tanque hidráulico es almacenar aceite, aunque no es la única. El tanque también debe eliminar el calor y separar el aire del aceite. Los tanques deben tener resistencia y capacidad adecuadas, y no deben dejar entrar la suciedad externa. Los tanques hidráulicos generalmente son herméticos. La figura 4.3 muestra los componentes del tanque hidráulico..

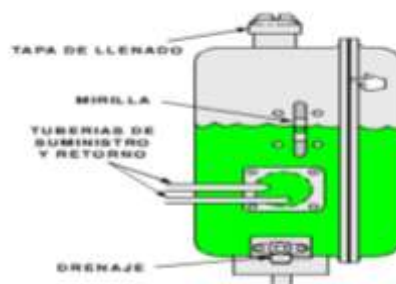


Figura 4.3: Tanque hidráulico.

Fuente:<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicasy20Neumaticos/PDF/Tema%201>.

4.2.3.1. Tuberías de suministro y retorno.

La tubería de suministro permite que el aceite fluya del tanque al sistema. La tubería de retorno permite que el aceite fluya del sistema al tanque.

4.2.3.2. Drenaje.

Ubicado en el punto más bajo del tanque, el drenaje permite sacar el aceite en la operación de cambio de aceite. El drenaje también permite retirar de los aceites contaminantes como el agua y sedimentos

4.2.3.3 Filtro.

Es el encargado de retirar del aceite las partículas sólidas en suspensión (trozos de metal, plásticos). El aceite puede filtrarse en cualquier punto del sistema. En muchos sistemas hidráulicos, el aceite es filtrado antes de que entre a la válvula de control. Colocado el filtro en la línea de retorno tiene también sus ventajas. Una de las mayores es su habilidad de atrapar materiales que entran al sistema desde los cilindros. El sistema impedirá que entre suciedad a la bomba.

4.2.4. Manómetro.

Se ubica después de la bomba e indica la presión de trabajo.

4.2.5. Red de distribución.

Debe garantizar la presión y velocidad del aceite en todos los puntos de uso. En las instalaciones oleo-hidráulicas, al contrario de las neumáticas, es necesario un circuito de retomo de fluido, ya que este se vuelve a utilizar una y otra vez. El material utilizado suele ser acero o plástico reforzado que depende de su aplicación.

4.2.6. Mangueras hidráulicas.

Recomendaciones de instalación:

- a.- Recuerde que las mangueras flexibles sometidos a trabajo sufren una elongación o estiramiento entre un 2% a 4% de su longitud inicial, por lo que se recomienda dejarlos de un largo apropiado (ver figura 4.4).
- b.- Siempre se debe mantener un radio de curvatura lo más amplio posible, con el fin de evitar el colapso o restricción del fluido (ver figura 4.4).
- c.- Evite al instalar una manguera flexible que quede con alguna torcedura. (Ver figura 4.4).
- d.- Evite el contacto o el roce entre mangueras flexibles para que no produzcan desgastes de las superficies, para lo cual se recomienda el uso de adaptadores, codo o curvas apropiados (ver figura 4.4).
- e.- Procure evitar el contacto con pieza móviles o fuentes de calor, por ejemplo el tubo de escape, cardan.
- f.- Los flexibles deben tener la longitud apropiada para que cumplan con su función de “flexible”.

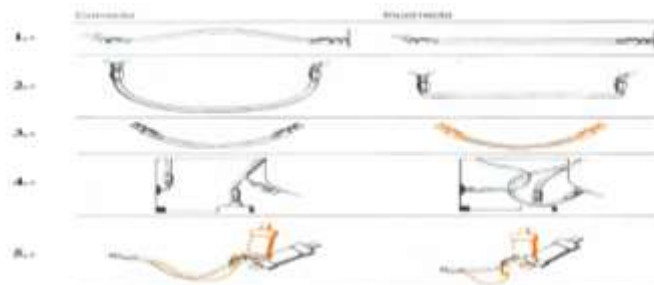


Figura 4.4: Mangueras Hidráulicas.

Fuente: <http://www.sccovarrubias.cl/Manguera%20Hidrau.pdf>.

4.2.7. Acopladores de cilindro y manguera.

- Diseñados para utilizarse hasta 700 bares con gatos hidráulicos, cilindros, entre otros.
- Son del tipo de unión roscada para intercambiar los cilindros en segundos.
- Cada mitad tiene una válvula con una bola de precisión para un cierre estanco cuando están desconectados.
- Estos acopladores también permiten la separación de cilindros o mangueras de la bomba cuando están a 0 psi con una pérdida de aceite mínima. Ver figura 4.5



Figura 4.5: Acopladores.

Fuente: <http://www.sccovarrubias.cl/Manguera%20Hidrau.pdf>.

4.2.8. Cilindros hidráulicos.

Cada cilindro está formado por un cuerpo tubular de dos cabezales con juntas estanquidad de tipo estático, uno de los caudales tiene un orificio por el que pasa el vástago y un pistón, con juntas de estanqueidad de tipo dinámico que se desliza unido al vástago como se muestra en la figura 4.6.

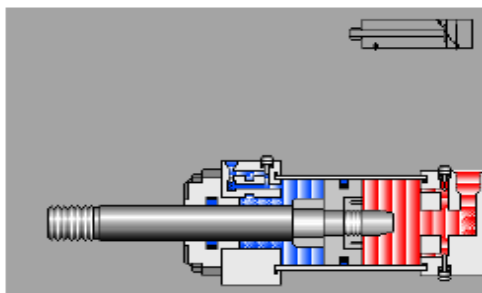


Figura 4.6: Cilindro de doble efecto.

Fuente: <http://es.hidromecanica.com/doc/19023033/81/Cilindros-de-doble-efecto>.

Cada cuerpo y su correspondiente vástago están dotados de sistemas de fijación a la estructura de la máquina, y según las características de su funcionamiento se puede clasificar en cilindro de simple efecto los cuales la presión actúan sobre una sola cara del pistón, siendo normalmente el propio peso de los elementos sobre los que actúa el que hace retroceder y el de doble efecto la presión actúa sobre las caras del pistón y provoca movimientos en uno u otro sentido

4.2.9. Fluidos de Potencia.

La vida útil del sistema hidráulico depende en gran medida de la selección y del cuidado que se tenga con los fluidos hidráulicos. Al igual que con los componentes metálicos de un sistema, el fluido debe seleccionarse con base en sus características y propiedades para cumplir con la función para la cual fue diseñado.

1. Los líquidos toman la forma del recipiente que los contiene.
2. Los líquidos son prácticamente incompresibles.
3. Los líquidos ejercen igual presión en todas las direcciones.
4. Los líquidos toman la forma del recipiente que los contiene.

Los líquidos son prácticamente incompresibles: Un líquido es prácticamente incompresible. Cuando una sustancia se comprime, ocupa menos espacio. Un líquido ocupa el mismo espacio o volumen, aun si se aplica presión. El espacio o volumen ocupado por una sustancia se llama “desplazamiento”.

4.2.10. Enfriamiento

El funcionamiento del sistema hidráulico produce calor a medida que se transfiere energía mecánica a energía hidráulica y viceversa. La transferencia de calor en el sistema se realiza entre los componentes calientes y el fluido que circula a menor temperatura. Otras propiedades que debe tener un fluido hidráulico son: evitar la

oxidación y corrosión de las piezas metálicas; resistencia a la formación de espuma y a la oxidación; mantener separado el aire, el agua y otros contaminantes.

4.2.11. Elementos de regulación y control.

Son los encargados de regular el paso del aceite desde las bombas a los elementos actuadores. Estos elementos, que se denominan válvulas, pueden ser activados de diversas formas: manualmente, por circuitos eléctricos, neumáticos, hidráulicos o mecánicos. La clasificación de estas válvulas se puede ser: anti retorno y de presión y caudal.

4.3. Diseño del sistema hidráulico horizontal y vertical.

4.3.1. Presión de trabajo.

De acuerdo a la tabla 4.1 se elige la presión de trabajo necesaria para la perforación del suelo.

TIPO DE SUELO	PRESION DE TRABAJO (BARES)	PRESION DE TRABAJO (PSI)
BLANDOS	0 – 40	0 – 580
DUROS	40 – 80	580 – 1160
ROCAS	80 en adelante	1160 en adelante

Tabla 4.1: Presiones de trabajo.

Fuente:<http://fluidos.edu/hidraulica/articulos/conceptosbasicosmfluidos/Internas/circuit>

4.3.2. Cálculo de diámetro de pistón para desplazamiento horizontal.

Para el calcular el diámetro del pistón se necesita, la presión de trabajo y la carga que se necesita desplazar, en este diseño es el peso total de la máquina como se muestra en la siguiente tabla 4.2

Peso total de la máquina:

ELEMENTOS DE LA MÁQUINA	PESO (Kg)
Accesorios en general	140
Cabezal	505.06
Caja de cambios	160
Motor	145
TOTAL	950.6 Kg

Tabla 4.2: Peso total de la máquina.

Fuente: Los Autores.

4.3.2.1. Carga a desplazar.

$$950.6 \text{ Kg} \left| \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \right| = 2091.32 \text{ lbs}$$

4.3.2.2. Cálculo del área del cilindro hidráulico.

$$P = \frac{F}{A}$$

Dónde:

P = presión

F = Fuerza (Peso total de la máquina)

A = Área

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{2091.32 \text{ lb}}{725 \text{ psi}}$$

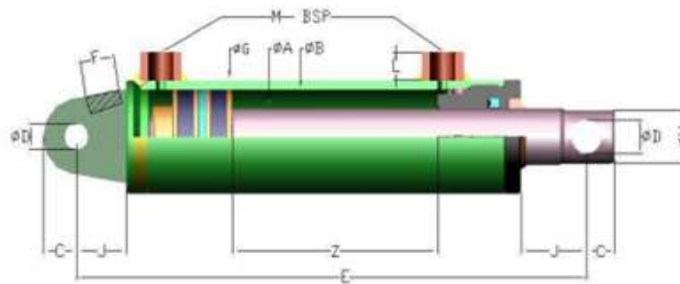
$$A = 2.88 \text{ plg}^2.$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * (2.88) \text{ pulg}^2}{\pi}} = 1.916 \text{ plg} \approx 48.68 \text{ mm}.$$

De acuerdo al catálogo se elige el diámetro del embolo, de la siguiente la tabla 4.3.

CILINDROS HIDRAULICOS DOBLE EFECTO T/CH DE SERIE.



REF:	A	B	CARRERA - Z -	E	C	D	F	G	H	J	L	M	VOL (l).	PESO (Kg).
50128			100	249									0,1256	2,9
50129			200	349									0,2512	3,8
50130	25	50	300	449	15	15	16	60	28	25	15	3/8	0,3768	4,7
50131			400	549									0,5024	5,7
50132			600	649									0,628	6,8

Tabla 4.3: Cilindro hidráulico.

Fuente: <http://www.interempresas/Feria/Catalogo-general-InnovacionesHidraulicas>.

Comparación de fuerza hidráulica para el diámetro estándar del cilindro

$$D = 50 \text{ mm} \approx 1.968 \text{ plg}$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (1.968 \text{ plg})^2}{4}$$

$$A = 3.04 \text{ plg}^2.$$

$$F = P * A$$

$$F = 725 \text{ psi} * 3.04 \text{ plg}^2$$

$$F = 2204 \text{ lb.}$$

4.3.2.3. Caudal requerido (Q)

Para este caso se toma en cuenta las características de la máquina, las cuales de cierta manera limitan y condicionan el cálculo, es por eso que se tiene una longitud de carrera L de 500 mm según la expresión 4.1.

$$V_c = \frac{L}{t} \quad \text{Ec (4.1)}^{132}$$

Dónde:

V_c = Velocidad del cilindro

L = Longitud del vástago

t = Tiempo que el pistón se tarda en recorrer la longitud deseada

$$V_c = \frac{500 \text{ mm}}{30 \text{ segundos}}$$

$$V_c = 16.66 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

4.3.2.4. Caudal de avance del vástago para desplazamiento horizontal.

$$Q = V_c * A \quad \text{Ec (4.2)}^{133}$$

$$Q = 16.66 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} * (\pi * (25 \text{ mm})^2)$$

¹³² CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México 1992, p. 192.

¹³³ CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México, 1992, p.198

$$Q = 32711.91 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg}} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right| \left| \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right| \left| \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right|$$

$$Q = 1.96 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

4.3.2.5. Caudal de retroceso del vástago para desplazamiento horizontal.

Según la ecuación 4.3.

$$Q = V_c * A$$

$$Q = V_c * \pi * (R^2 - r^2) \quad \text{Ec(4.3)}^{134}$$

Dónde:

V_c = Velocidad del cilindro.

R^2 = Radio del embolo.

r^2 = Radio de vástago.

$$Q = 16.66 * \pi * ((25)^2 - (12.5)^2)$$

$$Q = 24533.88 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg}} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right| \left| \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right| \left| \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right|$$

$$Q = 1.47 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

4.3.2.6. Cálculo de diámetro de pistón para desplazamiento vertical

Para calcular el diámetro de este pistón se usa la fuerza de empuje que se necesita para perforar el suelo.

$$F = 1224.21 \text{ lb}$$

¹³⁴ CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México, 1992

4.3.2.7. Cálculo del área del cilindro hidráulico.

$$P = \frac{F}{A}$$

Dónde:

P = Presión.

F = Resistencia del suelo.

A = Área.

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{1224.21 \text{ lb}}{725 \text{ psi}}$$

$$A = 1.69 \text{ plg}^2$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

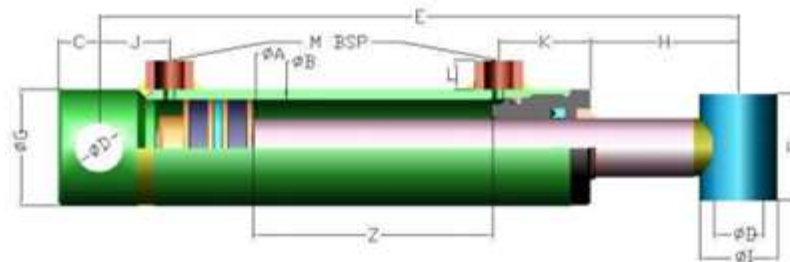
$$D = \sqrt{\frac{4 * (1.69) \text{ pulg}^2}{\pi}} = 1.46 \text{ plg} \approx 37.24 \text{ mm}$$

De acuerdo al catálogo se elige el diámetro del embolo, de la tabla 4.4.



INNOVACIONES HIDRÁULICAS, S.A.

CILINDROS HIDRAULICOS DOBLE EFECTO V/C DE SERIE.



REF:	A	B	CARRERA	Z	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	VOL (l).	PESO (Kg).
1/70125			100	270												0.13	2.9
1/70126			200	370												0.25	3.8
1/70127	21	40	300	470	18	20,3	40	50	55,5	35	33	39,5	15	3/8		0.38	4,7
1/70128			400	570												0.5	5,7
1/70129			500	670												0.63	6,6

Tabla 4.4: Cilindro hidráulico.

Fuente: <http://www.interempresas/Feria/Catalogo-general-InnovacionesHidraulicas>.

Comparación de fuerza hidráulica para el diámetro estándar del cilindro.

$$D = 40 \text{ mm} \approx 1.4 \text{ plg}$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (1.574 \text{ plg})^2}{4}$$

$$A = 1.94 \text{ plg}^2$$

$$F = P * A$$

$$F = 725 \text{ psi} * 1.94 \text{ plg}^2$$

$$F = 1249.9 \text{ lb}$$

4.3.2.8. Caudal requerido (Q)

Para este caso se toma en cuenta las características de la máquina, las cuales de cierta manera limitan y condicionan el cálculo es por eso que se tiene una longitud de carrera L de 500 mm de acuerdo la ecuación 4.4.

$$V_c = \frac{L}{t} \quad \text{Ec(4.4)}^{135}$$

Dónde:

V_c = Velocidad del cilindro

L = Longitud del vástago

t = Tiempo que el pistón se tarda en recorrer la longitud deseada

$$V_c = \frac{500 \text{ mm}}{30 \text{ segundos}}$$

$$V_c = 16.66 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

4.3.2.9. Caudal de avance del vástago para desplazamiento vertical

$$Q = V_c * A$$

$$Q = 16.66 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} * (\pi * (20 \text{ mm})^2)$$

$$Q = 20935.57 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg}} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right| \left| \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right| \left| \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right|$$

¹³⁵ CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México, 1992, p, 192.

$$Q = 1.96 * 2 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$Q = 2.51 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

4.3.2.10. Caudal de retroceso del vástago para desplazamiento vertical.

De acuerdo a la expresión 4.5.

$$Q = V_c * A$$

$$Q = V_c * \pi * (R^2 - r^2) \quad \text{Ec(4.5)}^{136}$$

Dónde:

V_c = Velocidad del cilindro.

R^2 = Radio del embolo.

r^2 = Radio de vástago.

$$Q = 16.66 * \pi * ((20)^2 - (11)^2)$$

$$Q = 14602.56 \frac{\text{mm}^3}{\text{seg}} \left| \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right| \left| \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \right| \left| \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right|$$

$$Q = 0.87 * 2 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$Q = 1.75 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

4.3.3. Perdidas de presión de los accesorios del sistema hidráulico.

4.3.4. Válvula direccional.

La válvula que se utilizara en el sistema será de 3 posiciones cuatro vías, donde las pérdidas de presión dependerán del caudal que fluya dentro la misma mediante la figura 4.7 obtenemos la pérdida de presión en bares.

¹³⁶ CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México 1992, p. 255

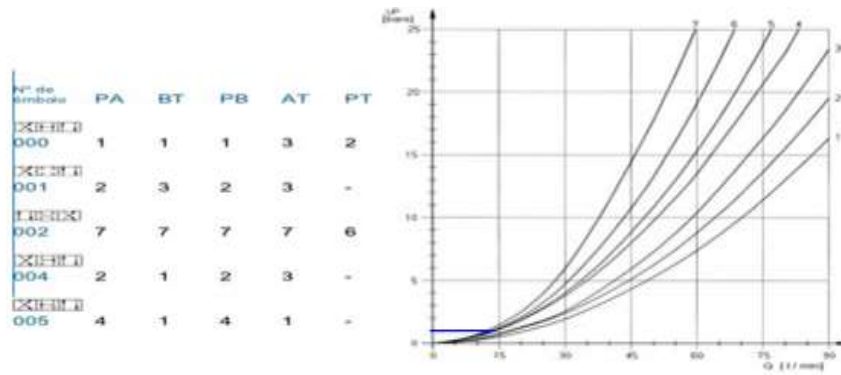


Figura 4.7: Pérdidas de presión de válvula direccional.

Fuente: http://maqlab.uc3m.es/hidraulica/Capitulo3/C3_apartado3.html.

Tomando en consideración que el caudal es bajo de 2.5 lt/min asumimos una pérdida de 1 bar el cual se multiplica por la 3 posiciones que tiene la válvula.

Pérdidas de presión total = 3 bar.

4.3.5. Reguladora de caudal ¹³⁷

Las válvulas reguladoras de caudal se utilizan para regular la velocidad del actuador. Ésta depende de la cantidad de aceite que se le envía por unidad de tiempo. Es posible regular el caudal con una bomba de desplazamiento variable, pero en muchos circuitos es más práctico utilizar una bomba de desplazamiento fijo y regular el caudal con una válvula reguladora de caudal.

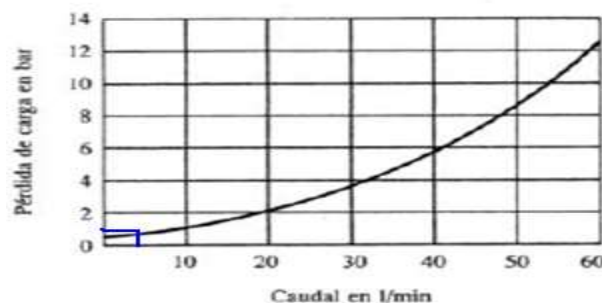


Figura 4.8: Pérdidas de presión.

Fuente: <http://cursos.aiu.edu/SistemaHidraulicasy20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>.

¹³⁷ <http://products.ecc.emea.honeywell.com/spain/pdf/vr300-et-sp01r0508.pdf>

Mediante la figura 4.8 se obtiene una pérdida de presión de 1 bar.

4.3.6. Cálculo de la presión de la válvula de alivio (Reguladora de presión) ¹³⁸

Las válvulas reductoras de presión son controladores de presión, normalmente abiertos, utilizados para mantener presiones reducidas en ciertas partes de un circuito. Las válvulas son actuadas por la presión de salida, que tiende a cerrarlas cuando se llega a la precarga de la válvula, evitándose así un aumento de presión no deseado.

Mediante catálogo se selecciona este tipo de válvula .Ver figura 4.9.

La presión en esta válvula deber el 5 % más que la presión máxima del sistema como se indica a continuación:

$$P_{va} = P_{max} + (P_{max} * 0.05) \quad \text{Ec(4.6)}^{139}$$

$$P_{va} = 725 \text{ Psi} + (725 * 0.05)$$

$$P_{va} = 761.25 \text{ Psi}$$

¹³⁸ <http://www.ducasse.cl/productos/potencia-hidraulica/valvulas-industriales-y-moviles/valvulas-controladoras-de-presion>

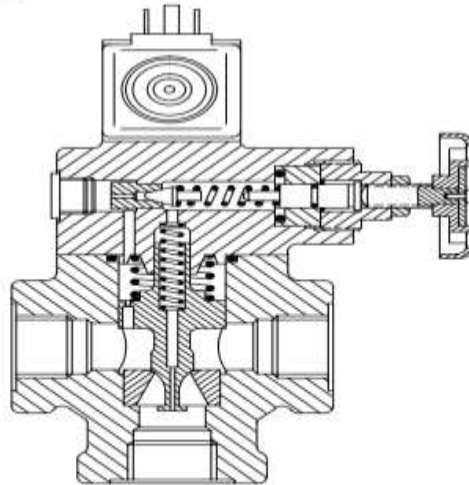
¹³⁹ SOTELO AVILA, *Gilberto. Hidráulica General: fundamentos*. México: Limusa, 1977. 551

Pressure Relief Valves for Pipe Mounting

ECT-06/10, 10 Series; ECT5-06/10, 30 Series

Typical Section

ECT5-10 example



Basic Characteristics

Max. pressure 250 bar (3625 psi)
Max. flow rates:
ECT(5)-06 200 L/min (757 US gpm)
ECT(5)-10 380 L/min (1440 US gpm)

General Description

These adjustable pressure relief valves limit system pressure by directing pump flow to reservoir when the system pressure reaches the setting of the valve, thus preventing overloading the system. Their two-stage design ensures fast response and minimal pressure override. In addition to the conventional relief valve operation, a pilot venting feature allows the system pressure to be dropped to near-zero, or to a low-level pressure.

The valve is available in two versions: type ECT5, with integral solenoid operated pilot valve, and in basic form, type ECT.

In the "ECT5" version, the pilot valve provides for selection of up to three pressures or one/two pressures plus off-loading according to the model type. The circuitry options can be further extended by the use of remote control valves.

In both the "ECT" and "ECT5" versions the "Vent" port can be connected to an on/off valve for load/unload, or to a pressure pilot valve for remote control of the pressure setting.

Figura 4.9: Válvula de alivio.

Fuente: <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyName/Vickers>.

4.3.7. Selección de válvula de caudal

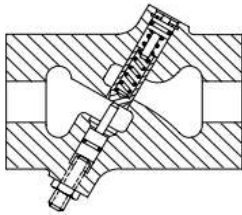
Mediante catálogo se selecciona este tipo de válvula como se muestra en la figura 4.10.

El caudal total del sistema: 1.96 lt/min.

Flow Controls, One Way Restrictor Type

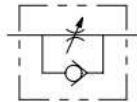
FN-03; EFN-06 and EFN-10

Typical Section



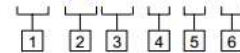
Functional Symbol

All models



Model Code

F3-(E)FN--**-***



1 Special seals

For use with phosphate ester type fluids
Omit if not required

2 European product

Omit for FN-03

3 Flow control, one-way restrictor type

4 Nominal size

03 = $\frac{3}{8}$ "

06 = $\frac{3}{4}$ "

10 = $1\frac{1}{4}$ "

5 Design number

Basic Characteristics

Type	Restrictor valve
Mounting	Thread or flange
Maximum pressure	Up to 210 bar (3000 psi)
Maximum flow	Up to 190 L/min (50 USgpm)
Method of Adjustment	Manual

Figura 4.10: Válvula de alivio.

Fuente: <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyName/Vickers/>.

4.3.8. Válvulas distribuidoras.

También conocidas como válvulas direccionales, son esenciales para la creación de circuitos hidrostáticos capaces de efectuar las funciones más elementales. Su misión consiste en el desvío o en la confluencia del caudal de aceite según las exigencias de funcionamiento. Ver figura 4.11.

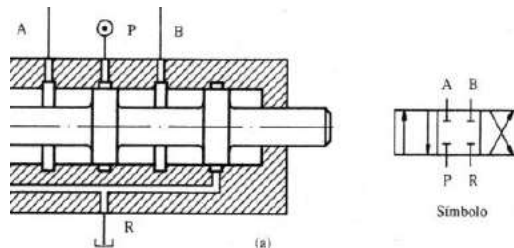


Figura 4.11: Válvula distribuidora.

Fuente: <http://www.sts.es/archivos/CATALOGO/DISTRIBUIDORES.MANDOS.pdf>.




Figura 4.11: Válvula distribuidora de palanca.

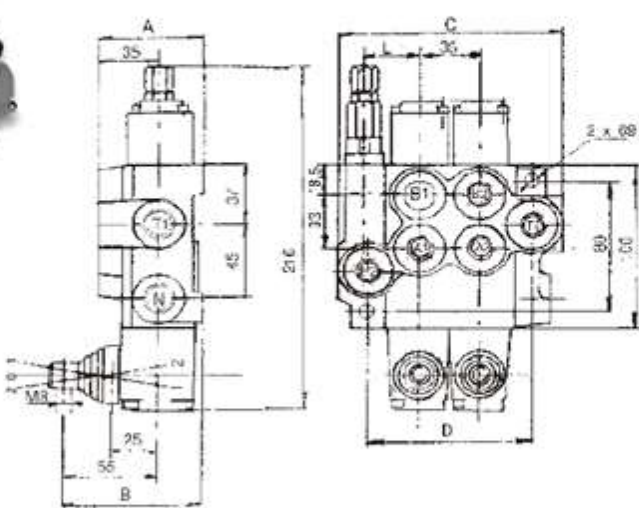
Fuente: [http://www.sts.es/archivos /CATALOGO/DISTRIBUIDORES.MANDOS.pdf](http://www.sts.es/archivos/CATALOGO/DISTRIBUIDORES.MANDOS.pdf).

Mediante catálogo se selecciona la válvula como muestra la figura 4.12.

DISTRIBUIDOR MANUAL STS 40
1.1



Características Técnicas	
Caudal	40 l/mín.
Nº de Secciones	1 a 6
Presión Máxima de Trabajo	250 bar.
Presión Máxima en Retorno	80 bar.
Grado Filtración Recomendado	25 µ
Válvula Limitadora de Presión Ajustable	



Dimensiones					
Ref.	A mm.	B mm.	C mm.	D mm.	L mm.
STS40/1	60	80	85	60	28
STS40/2	60	80	129	97	30
STS40/3	60	80	164	132	30

Roscas		
	A - B	P - T - N
G	G 3/8"	G 1/2"

Figura 4.12: Válvula distribuidora.

Fuente: <http://www.sts.es/archivos /CATALOGO/DISTRIBUIDORES.MANDOS.pdf>.

4.3.9. Selección de mangueras hidráulicas.

Para la selección de este elemento hidráulico hay que considerar la velocidad del fluido en la línea de succión, presión y retorno.

Para lo que se hace el uso de la tabla 4.5

Tubería de aspiración		Tubería de presión		Tubería de retorno
Viscosidad cinemática	Velocidad v	Presión p	Velocidad v	Velocidad v
mm ² /s	m/s	bar	m/s	m/s
150	0,6	25	2,5 - 3	1,7 - 4,5
100	0,75	50	3,5 - 4	
50	1,2	100	4,5 - 5	
30	1,3	200	5 - 6	

Tabla 4.5: Velocidades recomendadas para un fluido en mangueras flexibles.

Fuente: <http://www.slideshare.net/carlosmunizcueto/pérdidas-de-potencia-de-una-válvula-distribuidora-11220091>.

4.3.10. Selección de mangueras para línea de succión

Se tiene:
$$Q = 4.47 \frac{lt}{min} \left| \frac{1 m^3}{1000 lt} \right| = 0.00447 \frac{m^3}{min}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q_{max}}{60 * \pi * V}} \quad Ec(4.7)^{140}$$

¹⁴⁰ CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México 1992, p. 275.

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.00447 \frac{m^3}{min}}{60 * \pi * 1.3 \frac{m}{seg}}}$$

$$d = 8.54 \text{ mm}$$

Mediante catálogo se selecciona la manguera flexible., considerando la entrada de bomba hidráulica que tiene como rosca ¾ NPT según tabla 4.6.

Manguera y tubo tiex

Manguera metálica serie FJ

Roscas macho, NPT e ISO/BSP cónica (ISO 7)



Tamaño rosca NPT e ISO/BSP pulg	Indicador del tamaño nominal de la manguera	Indicador de la conexión final	Dimensiones, mm (pulg)		
			A	Diámetro interior mínimo	Dimensión exterior máxima
NPT					
1/4	4	PM4	43,2 (1,70)	7,1 (0,28)	16,6 (0,65)
3/8	6	PM6	48,5 (1,91)	9,7 (0,38)	20,3 (0,80)
1/2	8	PM8	58,9 (2,32)	11,9 (0,47)	25,8 (1,02)
3/4	12	PM12	62,2 (2,45)	16,0 (0,63)	33,5 (1,32)
1	16	PM16	77,5 (3,05)	22,4 (0,88)	41,4 (1,63)
1 1/4	20	PM20	79,8 (3,14)	27,7 (1,09)	51,6 (2,03)
1 1/2	24	PM24	85,9 (3,38)	34,0 (1,34)	62,6 (2,47)
2	32	PM32	92,2 (3,63)	46,0 (1,81)	70,0 (2,76)
ISO/BSP cónica					
1/4	4	MT4	43,2 (1,70)	7,1 (0,28)	16,6 (0,65)
3/8	6	MT6	48,5 (1,91)	9,7 (0,38)	20,3 (0,80)
1/2	8	MT8	58,9 (2,32)	11,9 (0,47)	25,8 (1,02)
3/4	12	MT12	62,2 (2,45)	16,0 (0,63)	33,5 (1,32)
1	16	MT16	77,5 (3,05)	22,4 (0,88)	41,4 (1,63)
1 1/4	20	MT20	79,8 (3,14)	27,7 (1,09)	51,6 (2,03)
1 1/2	24	MT24	85,9 (3,38)	34,0 (1,34)	62,6 (2,47)

Tabla 4.6: Manguera metálica.

Fuente: <http://www.swagelok.com/downloads/WebCatalogs/ES/MS-01-180.pdf>

4.3.11. Selección de mangueras para línea de presión.

$$Q = 0.00447 \frac{m^3}{min}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q_{max}}{60 * \pi * V}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.00447 \frac{m^3}{min}}{60 * \pi * 3.62 \frac{m}{seg}}}$$

$$d = 5 \text{ mm}$$

por medio de catálogo se elige la manguera flexible, considerando la entrada de bomba hidráulica que tiene como rosca ½ NPT de acuerdo a la tabla 4.7.

Manguera metálica serie FJ

Roscas macho, NPT e ISO/BSP cónica (ISO 7)



Tamaño rosca NPT e ISO/BSP pulg	Indicador del tamaño nominal de la manguera	Indicador de la conexión final	Dimensiones, mm (pulg)		
			A	Diámetro interior mínimo	Dimensión exterior máxima
NPT					
1/4	4	PM4	43,2 (1,70)	7,1 (0,28)	16,6 (0,65)
3/8	6	PM6	48,5 (1,91)	9,7 (0,38)	20,3 (0,80)
1/2	8	PM8	58,9 (2,32)	11,9 (0,47)	25,8 (1,02)
3/4	12	PM12	62,2 (2,45)	16,0 (0,63)	33,5 (1,32)
1	16	PM16	77,5 (3,05)	22,4 (0,88)	41,4 (1,63)
1 1/4	20	PM20	79,8 (3,14)	27,7 (1,09)	51,6 (2,03)
1 1/2	24	PM24	85,9 (3,38)	34,0 (1,34)	62,6 (2,47)
2	32	PM32	92,2 (3,63)	46,0 (1,81)	70,0 (2,76)
ISO/BSP cónica					
1/4	4	MT4	43,2 (1,70)	7,1 (0,28)	16,6 (0,65)
3/8	6	MT6	48,5 (1,91)	9,7 (0,38)	20,3 (0,80)
1/2	8	MT8	58,9 (2,32)	11,9 (0,47)	25,8 (1,02)
3/4	12	MT12	62,2 (2,45)	16,0 (0,63)	33,5 (1,32)
1	16	MT16	77,5 (3,05)	22,4 (0,88)	41,4 (1,63)
1 1/4	20	MT20	79,8 (3,14)	27,7 (1,09)	51,6 (2,03)
1 1/2	24	MT24	85,9 (3,38)	34,0 (1,34)	62,6 (2,47)

Tabla 4.7: Manguera flexible.

Fuente: <http://www.swagelok.com/downloads/WebCatalogs/ES/MS-01-180.pdf>

4.3.12. Selección de mangueras para línea de retorno.

$$Q = 0.00447 \frac{m^3}{min}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q_{max}}{60 * \pi * V}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.00447 \frac{m^3}{min}}{60 * \pi * 3 \frac{m}{seg}}}$$

$$d = 5.6 \text{ mm.}$$

Manguera metálica serie FJ

Roscas macho, NPT e ISO/BSP cónica (ISO 7)



Tamaño rosca NPT e ISO/BSP pulg	Indicador del tamaño nominal de la manguera	Indicador de la conexión final	Dimensiones, mm (pulg)		
			A	Diámetro interior mínimo	Dimensión exterior máxima
NPT					
1/4	4	PM4	43,2 (1,70)	7,1 (0,28)	16,6 (0,65)
3/8	6	PM6	48,5 (1,91)	9,7 (0,38)	20,3 (0,80)
1/2	8	PM8	58,9 (2,32)	11,9 (0,47)	25,8 (1,02)
3/4	12	PM12	62,2 (2,45)	16,0 (0,63)	33,5 (1,32)
1	16	PM16	77,5 (3,05)	22,4 (0,88)	41,4 (1,63)
1 1/4	20	PM20	79,8 (3,14)	27,7 (1,09)	51,6 (2,03)
1 1/2	24	PM24	85,9 (3,38)	34,0 (1,34)	62,6 (2,47)
2	32	PM32	92,2 (3,63)	46,0 (1,81)	70,0 (2,76)
ISO/BSP cónica					
1/4	4	MT4	43,2 (1,70)	7,1 (0,28)	16,6 (0,65)
3/8	6	MT6	48,5 (1,91)	9,7 (0,38)	20,3 (0,80)
1/2	8	MT8	58,9 (2,32)	11,9 (0,47)	25,8 (1,02)
3/4	12	MT12	62,2 (2,45)	16,0 (0,63)	33,5 (1,32)
1	16	MT16	77,5 (3,05)	22,4 (0,88)	41,4 (1,63)
1 1/4	20	MT20	79,8 (3,14)	27,7 (1,09)	51,6 (2,03)
1 1/2	24	MT24	85,9 (3,38)	34,0 (1,34)	62,6 (2,47)

Tabla 4.7: Manguera flexible.

Fuente: <http://www.swagelok.com/downloads/WebCatalogs/ES/MS-01-180.pdf>.

4.3.13. Cálculo de pérdidas de las mangueras hidráulicas

4.3.13.1. Longitud total de mangueras.

1 manguera de 500 mm.

5 mangueras de 1000 mm.

1 manguera de 1000 mm.

La longitud total es: 6500 mm.

4.3.13.2. Cálculo de número de reynolds del sistema hidráulico.

$$Re = \frac{v * D}{V} \quad \text{Ec (4.8)}^{141}$$

Dónde:

v = velocidad.

D = Diámetro de mangueras.

V = Viscosidad cinemática del fluido.

$$Re = \frac{1.3 \frac{m}{seg} * 9.7 \times 10^{-3} m}{1.62 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 77.82$$

Cuando $Re < 2000$ es Flujo laminar.

$$77.82 < 2000$$

El sistema hidráulico tiene un flujo laminar.

4.3.13.3. Pérdidas de presión total del sistema

$$H_{rp} = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad \text{Ec(4.9)}^{142}$$

¹⁴¹ MOTT, Robert, *Mecánica de Fluidos*, Editorial Pearson, 6^{ta} Edición, México, 2006, p. 223

¹⁴² MOTT, Robert, *Mecánica de Fluidos*, Editorial Pearson, 6^{ta} Edición, México, 2006, p. 224

Dónde:

H_{rp} = Perdidas de presión.

λ = Coeficiente de perdidas (Flujo laminar).

L = Longitud total del sistema.

D = Diametro de manguera.

v = Velocidad.

g = Gravedad.

4.3.13.4. Flujo laminar.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec(4.10)}^{143}$$

$$\lambda = \frac{64}{77.82}$$

$$\lambda = 0.82$$

$$H_{rp} = 0.82 * \frac{6.5 \text{ m}}{9.7 \times 10^{-3} \text{ m}} * \frac{(1.3 \frac{\text{m}}{\text{seg}})^2}{2 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}}$$

$$H_{rp} = 47.25$$

Segun la ecuación 4.11.

$$\Delta P_1 = H_{rp} * \rho * g \quad \text{Ec(4.11)}^{144}$$

$$\Delta P_1 = 47.25 * 867.72 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9.80 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$$

$$\Delta P_1 = 401797.75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \left| \frac{145.164 \times 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right|$$

¹⁴³ MOTT, Robert. *Mecánica de Fluidos*, Editorial Pearson, 6^{ta} Edición, México, 2006, p. 228

¹⁴⁴ MOTT, Robert, *Mecánica de Fluidos*, Editorial Pearson, 6^{ta} Edición, México, 2006, p. 235

$$\Delta P_1 = 58.32 \text{ psi} \left| \frac{1 \text{ bar}}{14.53 \text{ psi}} \right|$$

$$\Delta P_1 = 4.01 \text{ bar.}$$

El sistema hidráulico tiene una pérdida de presión de:

$$\Delta P = P_T + (\sum P. \text{accesorios})$$

$$\Delta P = 50 \text{ psi} + (1 + 3 + 4.01) \text{ bar}$$

$$\Delta P = 58.01 \text{ bar.}$$

4.3.14. Selección de bomba hidráulica:

4.3.15. Cálculo de cilindrada de bomba hidráulica.

$$\text{Cilindrada} = \frac{Q_{max}}{rpm} \quad \text{Ec (4.12)}^{145}$$

$$\text{Cilindrada} = \frac{4.47 \frac{\text{li}}{\text{min}}}{866 \text{ rpm}} \left| \frac{1000 \text{ cm}^3}{\text{lt}} \right|$$

$$\text{Cilindrada} = 5.16 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}.$$

La cilindrada teórica; por lo general tienen un rendimiento volumétrico que se puede estimar en el 90 % la cilindrada necesaria para suministrar el caudal requerido será de:

$$\frac{5.16 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}}{0.90} = 5.73 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

¹⁴⁵ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 551

Como no existe una bomba con esta cilindrada mediante catálogo se selecciona la siguiente bomba de engranajes internos según la figura 4.13.

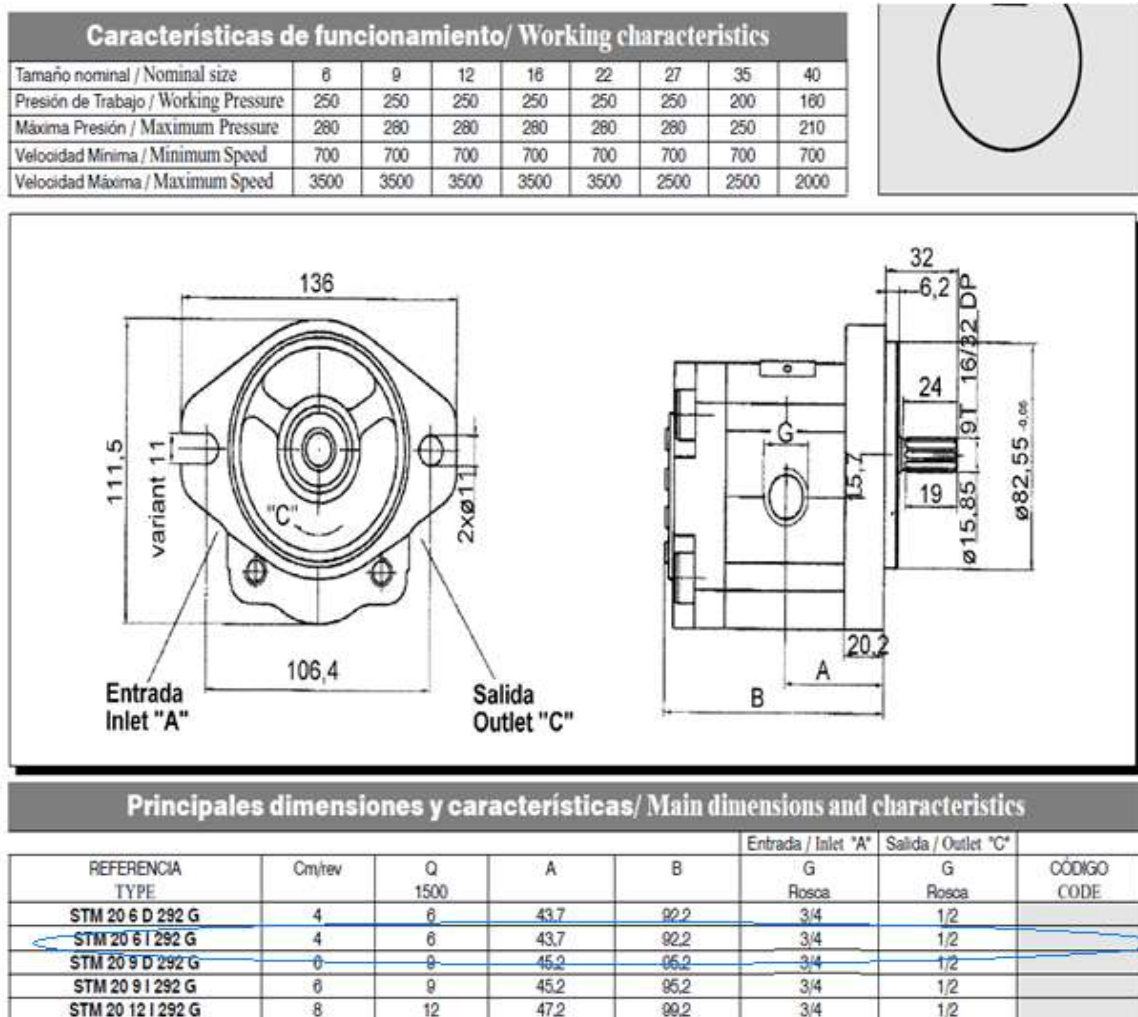


Figura 4.13: Bomba hidráulica.

Fuente: http://www.empresas/FeriaVirtual/Catalogos.Bombas_de_engranajes.pdf.

4.4. Tanque hidráulico.

Este elemento hidraulico puede ser diseñado como: almacen para el fluido hasta que el sistema lo necesita.

4.4.1 Diseño del tanque.

- Capacidad del tanque.

La capacidad del tanque deberá tener 3 veces el caudal máximo del sistema

$$V_T = Q_{max} * 3 \quad \text{Ec(4.13)}^{146}$$

$$V_T = 4.47 \text{ lt} \left| \frac{61.03 \text{ plg}^3}{1 \text{ lt}} \right| * 3$$

$$V_T = 818.41 \text{ plg}^3.$$

- La pendiente en la base del tanque debe ser aproximadamente un 2% para que los sedimentos del tanque se acumulen hacia el lado de esta.
- Debe tener un tapón de drenado para poder extraer muestras del fluido para probar la calidad o vaciar el tanque para mantenimiento.
- La tubería de succión debe estar a 2/5 de la altura del fondo del tanque, para evitar que la succión levante sedimentos y que nivel del tanque no baje más que la tubería de succión.
- Las descargas pueden ser a cualquier altura bajo el nivel o sobre nivel del fluido
- Debe estar provisto de un medidor para observar el nivel de aceite que hay en el interior del tanque.

4.4.2 Construcción del tanque.

El tanque de la máquina perforadora va a tener una geometría rectangular con las siguientes dimensiones:

Volúmen del rectángulo

$$V = b * h * e$$

¹⁴⁶ Groote, J. P., *Tecnología de los circuitos hidráulicos*. Ediciones CEAC, 1986, p. 248

$$b = 12 \text{ plg}$$

$$h = 12 \text{ plg}$$

$$e = 5.7 \text{ plg}$$

$$V = 10.62 \text{ plg} * 10.62 \text{ plg} * 4.10 \text{ plg}$$

$$V = 820.8 \text{ plg}^3$$

Por medio de estos valores se tiene la capacidad requerida para el diseño del tanque.

4.4.3 Superficie mojada (S).

Es la línea donde llegara el fluido, es decir el nivel de aceite dentro del tanque

$$h_c = \frac{2}{3} h \quad \text{Ec(4.14)}^{147}$$

h_c = Donde se concentra la fuerza mayor ejercida según la figura 4.14.

$$h_c = \frac{2}{3} 12 \text{ plg}$$

$$h_c = 8 \text{ plg}$$

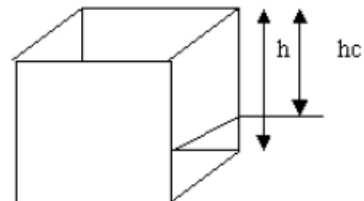
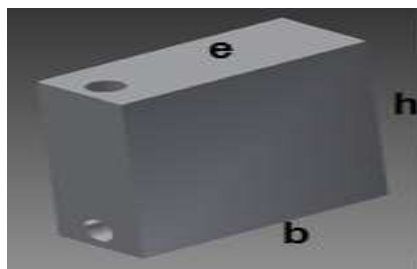


Figura 4.14: Tanque hidráulico.

Fuente: Los autores.

¹⁴⁷ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 551

$$S = b * hc \quad \text{Ec(4.15)}^{148}$$

$$S = 12 \text{ plg} * 8 \text{ plg}$$

$$S = 96 \text{ plg}^2$$

4.4.4. Cálculo de espesor de pared del depósito hidráulico.

Se utilizara la siguiente ecuacion:

$$t = 2.45 L \sqrt{\frac{\alpha H 0.0036 G}{s}} + C.A \quad \text{Ec (4.16)}^{149}$$

Dónde:

L = Largo del depósito.

H = Altura del depósito.

G = Gravedad especifica del aceite.

α = Factor de que depende de la relacion de la longuitud a la altura del tanque H/L (ver figura 4.15).

S = Esfuerzo de fluencia del acero.

$C.A$ = Factor de corrección por corrosión.

Para la construcción del depósito se utiliza un acero (ASTM A36) con un esfuerzo de fluencia de 36 ksi.¹⁵⁰

Mediante la siguiente figura 4.15 se obtine el factor α :

¹⁴⁸ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 565

¹⁴⁹ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 566

¹⁵⁰ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 562

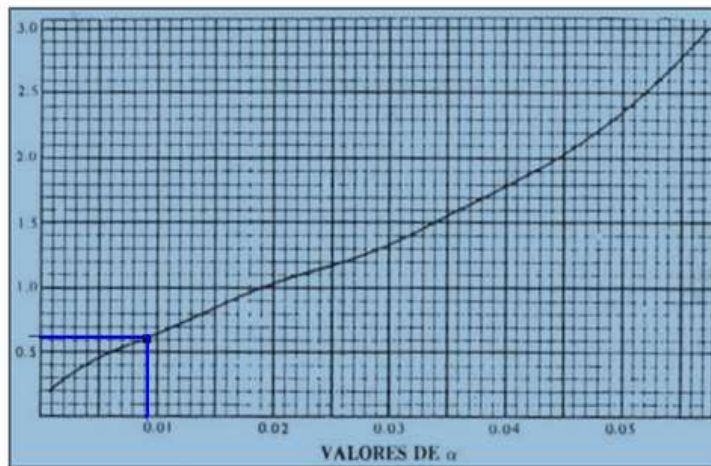


Figura 4.15: Relación entre a longitud y altura.

Fuente: SOTELO AVILA, Gilberto, Fundamentos de Hidráulica General, 1977.

$$\frac{H}{L} = \frac{12 \text{ plg}}{12 \text{ plg}} = 1$$

$$\alpha = 0.02$$

El factor de corrosión (C.A) adicional de 1.6 mm (1/16"), suficiente para subsanar la corrosión esperada en la vida útil del recipiente.¹⁵¹.

La gravedad específica del aceite AW 46 ES 0.868.¹⁵²

$$t = 2.45 (12 \text{ plg}) \sqrt{\frac{0.02 * 12 \text{ plg} * 0.0036 (0.031 \frac{\text{lb}}{\text{plg}})}{36000}} + \frac{1}{16} \text{ plg}$$

$$t = 0.0667 \text{ plg} \approx 1.69 \text{ mm}$$

¹⁵¹ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 676

¹⁵² SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 678

4.4.5. Espesor de la placa del fondo.

Cuando el recipiente rectangular se apoya totalmente sobre terreno firme el espesor mínimo que se debe usar para la placa del fondo es de 3.2 mm.¹⁵³

Considerando que el depósito se encontrara alojado en la estructura móvil la cual tiene una superficie plana el fondo del mismo no sufrirá deflexión alguna.

4.4.6. Distribución de fuerzas producidas por el aceite

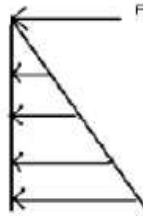


Figura 4.16: Fuerza frío líquido.

Fuente: Los Autores.

4.4.7. Cálculo de fuerza ejercida por el líquido.

Según figuras 4.16 y 4.17.

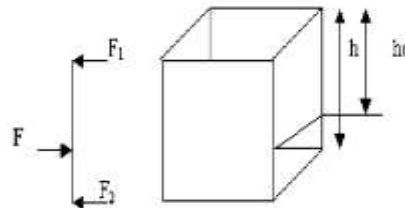


Figura 4.17: Fuerza frío líquido.

Fuente: Los Autores.

¹⁵³ SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977, p. 690

$$F = P * A$$

$$P = \rho * g * h$$

$$P = 9 \frac{Kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{seg^2} * 0.203 m$$

$$P = 17.92 Pa.$$

$$F = 17.92 Pa * 0.061 m^2$$

$$F = 1.11 N.$$

4.4.8. Cálculo de reacciones.

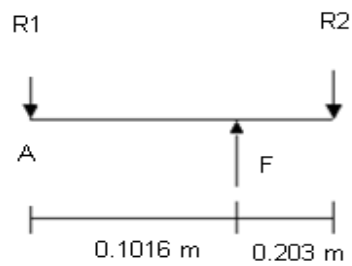


Figura 4.18: Reacciones que actúan en el tanque.

Fuente: Los Autores.

$$\sum MA = 0$$

$$R_2 (0.3046 m) - F (0.1016 m) = 0$$

$$R_2 = 0.37 N$$

$$\sum F = 0$$

$$F - R_1 - R_2 = 0$$

$$R_1 = 1.1 \text{ N} - 0.37 \text{ N}$$

$$R_1 = 0.73 \text{ N}$$

Las placas laterales del deposito van a soportar reacciones que no son elevadas se utilizara el proceso de soldadura con electrodo revestido E – 6011 el mismo que tiene una resistencia a la traccion de 60000 lb/plg² suficiente para soportar las fuerzas hidrostáticas ejercidas por el liquido.

4.4.9. Selección de Filtro

Se debe considerar los siguientes parámetros:

Caudal de la bomba: 6 gal/min.

Grado de filtración: $\leq 63 \mu\text{m}$.

Ver figura 4.19.

Serie de línea de retorno				
Serie UR	Índice de caudal L/min	Índice de caudal USGPM	Índice de presión bar	Índice de presión psi
209	35	8	41	835
219	75	20	41	600
319	105	28	41	600
619	835	220	28	400
629	1050	280	28	400
649	1500	400	28	400
699	835	220	28	400
Serie UR	Tamaños de conexiones (pulgadas)	Longitud (pulgadas)		
209	3/4, 1	3, 7		
219	3/4, 1, 1 1/4	4, 8, 13, 20		
319	1 1/2, 2, 2 1/2	8, 13, 20, 40		
619	1 1/2, 2, 2 1/2	20, 40		

Figura 4.19: Filtro hidráulico.

Fuente: catalogo PALL CORPORATION.

4.4.10. Selección de manómetros.

Para la selección de manómetros se debe considerar que la máquina se encontrara en movimiento o vibraciones por lo que se utiliza este tipo de accesorio.

“Este tipo de manómetros contienen glicerina, sirve para proteger el mecanismo interno y proporciona estabilidad a la aguja indicadora cuando el manómetro está instalado en zona de vibraciones.

Cuando no contiene glicerina ya no funciona correctamente y la aguja tiende atorarse lo cual causaría mediciones alteradas”.¹⁵⁴

La presión del sistema hidráulico tiene como rango las siguientes presiones:

Presión de trabajo: 725 Psi

Perdidas de presión: 58.01 Psi

Presión de trabajo: 666.99 Psi

De acuerdo con los anteriores rangos de presión, se selección un manómetro con el 30% mayor a nuestra presión total. Ver figura 4.20.

¹⁵⁴ <http://www.sccovarrubias.cl/manos%20y%20val.pdf>



✓ CARACTERÍSTICAS GENERALES

Exactitud:	+/- 2% del total de la escala
Elemento:	Tubo bourdon de bronce
Conexión:	Bronce 1/4" N.P.T. inf. o posterior
Mecanismo:	Bronce
Caja y Bisel:	Acero inoxidable 304
Ventana:	Acrílico
Carátula:	Aluminio fondo blanco, números negros/rojos
Aguja:	Aluminio esmaltado negro
Tamaños:	ø 63 mm (2 1/2") ø100 mm (4")
Rangos:	Doble escala, kg/cm ² + psi max. 700 kg/cm ² En ø100 mm (4") solo hasta 42 kg/cm ²

✚ APLICACIONES

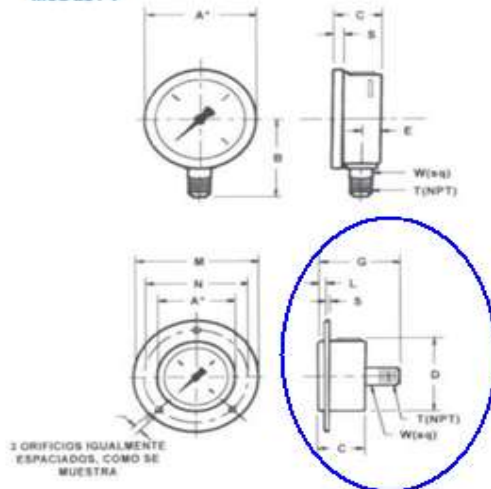
Manómetro lleno de glicerina con caja de acero inoxidable diseñado para ser instalado en ambientes donde existan agentes corrosivos, gran cantidad de polvo, vibración excesiva o la presión de la línea tenga severa pulsación o golpes de ariete causados por cambios bruscos de presión en fluidos corrosivos que no ataquen al bronce, como bombas, prensas, plantas cementeras, etc.

🔧 COMO ORDENAR

	Cantidad	Modelo	Tamaño (mm)	Rango	Conexión
Ejem.	30 pzas.	251V	63	70 kg/cm ²	inf. 1/4" N.P.T.

PRECAUCIÓN: No use manómetros llenos de glicerina en ninguna aplicación que incluya agentes altamente oxidantes, como cloro, ácido nítrico, peróxido de hidrógeno, etc., porque esta combinación puede causar una explosión.

Mod 251 V



Dimensiones en mm

MODELO	A	B	C	D	E	G	L	M	N	S	T
251/63	68	57	30	63	12	—	—	—	—	7	1/4" NPT
251/63	68	—	30	63	—	58	3	7	86	14	3/4" NPT
251/100	112	63	33	100	12	—	—	—	—	8	1/2" NPT
251/100	112	—	33	100	—	87	6	8	135	18	1" NPT

RANGOS ESTÁNDAR

PRESIÓN	
Kg/cm ²	Psi
0 - 1	0 - 15
0 - 2	0 - 30
0 - 4	0 - 60
0 - 7	0 - 100
0 - 11	0 - 150
0 - 14	0 - 200
0 - 21	0 - 300
0 - 28	0 - 400
0 - 42	0 - 600
0 - 105	0 - 1500
0 - 140	0 - 2000
0 - 210	0 - 3000
0 - 280	0 - 4000
0 - 350	0 - 5000
0 - 560	0 - 8000
0 - 700	0 - 10000

Figura 4.20: Manómetros de glicerina.

Fuente: <http://www.sccovarrubias.cl/manos%20y%20val.pdf>.

4.4.11. Diagrama Hidráulico.

Diagrama representativo del sistema hidráulico con sus componentes, líneas función y caracteres principales como muestra la figura 4.21.

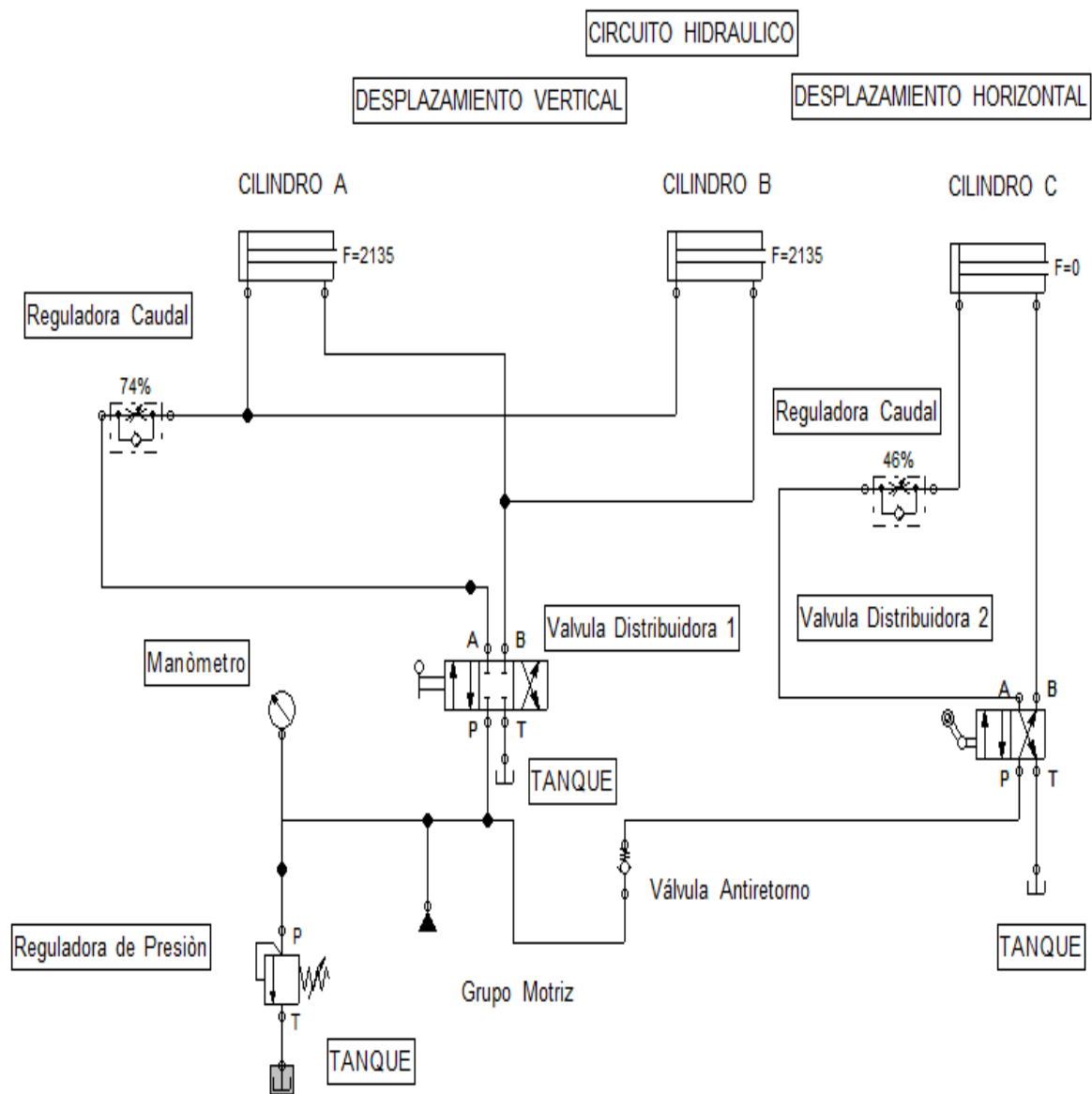


Figura 4.21: Diagrama Hidráulico.

Fuente: Los Autores.

CAPITULO V

COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN.

El análisis de costos, tiene como objetivo determinar el monto de los recursos económicos necesarios para la construcción de la Perforadora. Se toma en cuenta los costos directos e indirectos.

Para determinar el costo total se considera los costos parciales de:

- Materiales
- Accesorios
- Costo de maquinado
- Costo de montaje

De manera similar, para determinar el costo total indirecto se considera los costos parciales:

- Materiales complementarios
- Costos de ingeniería
- Imprevistos

Para determinar el costo total de la Perforadora de Suelos, se suma el total de los costos directos e indirectos.

5.2 Análisis de costos directos.

5.2.1 Costos de materiales.

Se denomina materiales directos aquellos que se utiliza para construir los elementos que conforman la máquina. Los costos de materiales directos se presentan en las siguientes tabla 5.1 y tabla 5.2.

SISTEMA MECÁNICO						
MATERIAL	ELEMENTO	DIMENSIONES REQUERIDAS	CANTIDAD	VALOR UNIT	VALOR TOTAL	FUENTE
AISI 4340	MANDRIL	φ 150 mm x 75 mm	1	531,38	80,77	IMPORT COM
AISI 01	MORDAZAS	44,4 mm x 44,4 mm x 54 mm	4	12,08	43,49	BOHLER
AISI 4340	PRISIONEROS	φ 38 mm x 150 mm	2	31,58	4,50	IMPORT COM
AISI 4340	PORTA VASTAGO	φ 150 mm x 160 mm	1	531,38	80,77	IMPORT COM
MECAPLUS 470	VASTAGO	φ 80 mm x φ 45 mm x 1110 mm	1	230,85	230,80	IMPORT COM
BRONCES SAE 68	CAMISA DE BRONCE	φ 90 mm x φ 45 mm x 350 mm	1	748,87	350,87	IMPORT COM
AISI 1010	CHAVETA	Cuadrada 9,5 mm x 9,5 mm x 1000mm	1	5,72	4,00	BOHLER
AISI 1010	CHAVETA	Cuadrada 12,7 mm x 12,7 mm x 1500mm	1	5,72	11,44	BOHLER
MECAPLUS 470	PORTA CILINDROS	φ 170 mm x 90 mm	1	538,01	46,00	IMPORT COM
AISI 1010	TAPAS DE CABEZAL	φ 170 mm x 20 mm	3	568,85	37,29	DIPAC
MECAPLUS	CILINDRO DE CABEZAL	φ 180 mm x φ 160 mm x 270 mm	1	163,14	163,14	HIDROQUITO
AISI 8620	CORONA	φ 180 mm x φ 100 mm	1	4,33	90,06	BOHLER
AISI 8620	PIÑON	φ 100 mm x φ 80 mm	1	3,91	19,94	BOHLER
AISI 1045	SOPORTE DE CABEZAL	φ 180 mm x φ 170 mm x 350 mm	1	12,08	43,49	IMPORT COM
AISI 4340	EJE PRINCIPAL	φ 50 mm x 500 mm	1	64,21	30,50	IMPORT COM
AISI 4340	PASADOR	φ 28 mm x 310 mm	1	20,37	6,00	IMPORT COM
SUBTOTAL					1.153,00	

Tabla 5.1: Materiales directos.

Fuente: Los autores.

Dentro de los costos directos o primos se encuentra el análisis de: materia prima, materiales directos, mano de obra directa y costos de máquinas herramientas.

ESTRUCTURA						
ELEMENTO	DIMENSIONES REQUERIDAS	CANTIDAD	VALOR UNIT	VALOR TOTAL	FUENTE	
PERFIL (C)	100 mm X 50 mm X 6 mm X 12 mts	1	176	176	DIPAC	
PERFIL (L)	65 mm x 6 mm	3	50	150	DIPAC	
PLATINA	75 mm x 8 mm	1	49.97	49.97	DIPAC	
SUBTOTAL				326		

Tabla 5.2: Materiales directos.

Fuente: Los Autores.

5.2.2 Materiales Directos Normalizados.

Son aquellos que son de libre comercialización en el mercado local y no necesitan ser alterados para su uso. Estos valores se indican en la tabla 5.3 y tabla 5.4.

MATERIA PRIMA DIRECTA					
DESCRIPCION	NORMA	CANTIDAD	VALOR UNIT	VALOR TOTAL	FUENTE
RODAMIENTOS RADIALES	6215 SC3 NTN	2	75,00	150,00	LA CASA DEL RULIMAN
RODAMIENTOS DOBLE HILERA	5214 SC3 NTN	1	151,76	151,76	LA CASA DEL RULIMAN
PERNOS	1/2 UNC	8	0,80	6,40	CASTILLO HERMANOS
PERNOS	7/16 UNC	4	1,30	5,20	CASTILLO HERMANOS
PERNOS	9/16 UNC	4	1,80	7,20	
PERNOS	3/8 UNC	12	0,65	7,80	CASTILLO HERMANOS
MOTOR A COMBUSTION INTERNA		1	2.800,00	2.800,00	AGRALE
CAJA DE CAMBIOS		1	250,00	250,00	
CATALINA DE 22 DIENTES	80 B x 11 T	1	19,30	19,30	MAQUINARIAS ENRIQUES
CATALINA DE 11 DIENTES	80 B x 21 T	1	54,05	19,30	MAQUINARIAS ENRIQUES
CADENA PASO 80		1	140,00	140,00	MAQUINARIAS ENRIQUES
RETENEDORES		4	20,00	80,00	LA CASA DEL RULIMAN
MATRIMONIO		1	60,00	60,00	MAQUINARIAS ENRIQUES
				3696,96	

Tabla 5.3: Materiales Directos Normalizados.

Fuente: Los Autores.

SISTEMA HIDRAULICO					
ELEMENTO	DIMENSIONES REQUERIDAS	CANTIDAD	VALOR UNIT	VALOR TOTAL	FUENTE
BOMBA DE ENGRANAJES	4,5 GPM	1	285	285	HIDROQUITO
CILINDRO HIDRAULICO	φ 60 mm x φ 50 mm x 600 mm	1	530	530	HIDROQUITO
CILINDRO HIDRAULICO	φ 50 mm x φ 40 mm x 500 mm	1	450	450	HIDROQUITO
MANGUERA HIDRAULICA	1/2 R2	4	9,16	36,64	CEMACOPLES CIA.LTDA
ACOPLE HIDRAULICO	1/2 X 1/2 JIC	8	2,86	22,88	CEMACOPLES CIA.LTDA
ACOPLE HIDRAULICO ESPI	1/2 X 1/2 NPT	8	2,46	19,68	CEMACOPLES CIA.LTDA
ADAPTADOR HIDRAULICO	1/2 MP X 1/2 R2	10	2,67	26,7	CEMACOPLES CIA.LTDA
MANGUERA HIDRAULICA	3/4 R2	2	13,5	27	CEMACOPLES CIA.LTDA
ACOPLE HIDRAULICO	3/4 X 3/4 NPT	6	4,97	29,82	CEMACOPLES CIA.LTDA
ADAPTADOR HIDRAULICO	M 3/4 MP X 3/4 MJ	6	4,05	2	CEMACOPLES CIA.LTDA
VISOR DE NIVEL	3 Plg	1	13	13	HIDROQUITO
MANOMETRO DE GLICEERINA	3000 Psi - IFP	1	27	27	HIDROQUITO
TAPA DE FILTRO		1	7,86	7,86	HIDROQUITO
FILTRO	Bypass	1	33,66	33,66	HIDROQUITO
REGULADORA DE PRESION	IFP 5000 Psi	1	33	33	HIDROQUITO
REGULADORA DE CAUDAL	1500 - 3000 Psi	1	132	132	HIDROQUITO
VALVULA DISTRIBUIDORA (2 MANDOS)	Prince 3000 Psi, Centro TANDEM	1	371,62	371,62	HIDROQUITO
SUBTOTAL				2047,86	

Tabla 5.4: Accesorios Hidráulicos.

Fuente: Los Autores.

5.2.3 Mano de obra directa.

Son valores establecidos como se indica en la tabla 5.5 de acuerdo a la comisión sectorial de “Minas, Canteras y Yacimientos”. Ver anexo A.

MANO DE OBRA DIRECTA

OPERARIO	COSTO H - H	FUENTE
TORNERO	3.75	MECANICA INDUSTRIAL (Gustavo Llumipanta e Hijos)
FRESADOR	3.75	MECANICA INDUSTRIAL (Gustavo Llumipanta e Hijos)
SOLDADOR Y ARMADOR	3.75	MECANICA INDUSTRIAL (Gustavo Llumipanta e Hijos)
CORTADOR	3.75	MECANICA INDUSTRIAL (Gustavo Llumipanta e Hijos)
PINTOR	3.75	MECANICA INDUSTRIAL (Gustavo Llumipanta e Hijos)
TALADRADOR	3.75	MECANICA INDUSTRIAL (Gustavo Llumipanta e Hijos)

Tabla 5.5: Mano de obra.

Fuente: Los Autores.

Costo de la hora máquina, ver tabla 5.6 de acuerdo a la la proforma (ver anexo B).

Máquina	Costo \$/ hora
Torno	20
Fresadora	20
Taladro de pedestal	10
Soldadora electrica	10
Prensa	5

Tabla 5.6: Costo/hora.

Fuente: Mecánica Insutrial Gustavo LLumipanta e Hijos.

5.3 Costo de Maquinado.

Este costo tiene que ver con el valor de la mano de obra directa, empleados en las máquinas herramientas y equipos electrónicos. Estos valores se presentan en la siguiente tabla 5.7:

ELEMENTO	TIEMPO (HORAS)					COSTO TOTAL
	TORNO (\$ 20)	FRESADORA (\$ 20)	SOLDADORA (\$ 10)	COSTO H - M	COSTO H - H	
MANDRIL	16			320	60	360
DADO HEXAGONAL	2	2		80	15	90
MORDAZAS	8			160	30	180
PORTA - VASTAGO	10	4		280	52,5	315
VASTAGO	8	8		320	60	360
CAMISA DE BRONCE	12	8		400	75	450
CHAVETAS		3		60	11,25	67,5
CORONA	10	6		320	60	360
PIÑÓN CONICO	8	6		280	52,5	315
PORTA - CILINDRO	6		4	160	37,5	185
CABEZAL	8	6	8	360	82,5	442,5
PORTA RETENEDOR	6			120	22,5	135
EJE PRINCIPAL	10	3		260	48,75	285
ESTRUCTURA FIJA			10	100	37,5	137,5
ESTRUCTURA MOVIL			16	160	60	220
PORTA CABEZAL	8			160	52,5	212,5
SUB TOTAL						4115

Tabla 5.7: Costo de Maquinado.

Fuente: Los Autores.

5.4 Costo de Montaje.

Según la tabla 5.8 de acuerdo a la comisión sectorial de “Minas, Canteras y Yacimientos”.

COSTO DE MONTAJE				
NUMERO DE PERSONAS	TOTAL DE HORAS	COSTO POR HORA	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
3	28	2,05	57,5	172

Tabla 5.8: Montaje de Máquina.

Fuente: Los Autores.

COSTOS INDIRECTOS.

5.5 Costos Administrativos.

Este costo corresponde al tiempo que se dedicó al diseño de la máquina.

Aproximadamente se emplearon 420 horas laborales de acuerdo al cronograma de actividades.

Un ingeniero con conocimiento y experiencia en Diseño de Maquinaria Alimenticia debe percibir un mínimo de 20 dólares por hora. Estos valores se presentan en la tabla 5.9.

INGENIEROS	OBRA	COSTO HORA INGENIERI	COSTO TOTAL
Arellano Roberto	210	5	1050
Llumipanta Paul	210	5	1050
TOTAL			2100

Tabla 5.9: Costo de Ingeniería.

Fuente: Los Autores.

5.6 Costo total indirecto.

Según la tabla 5.10 se muestra el costo indirecto.

COMPONENTE DEL COSTO	Valor
Transporte	100
Costo de Ingenieria	2100
Total	2200

Tabla 5.10: Costo Indirecto.

Fuente: Los Autores.

5.7 Costo total de la máquina.

Resulta la suma total de los costos directos con los indirectos como se indica en la siguiente:

COMPONENTE DE COSTO	COSTO (USD)
Costos Directos	11339,8
Costo indirecto	2200
Subtotal	13539,8
Imprevistos 5 %	676,99
Subtotal	14216,79
IVA 12 %	1706,01
TOTAL (USD)	15922,8

Tabla 5.11: Costo Total.

Fuente: Los Autores.

Como se puede ver en la tabla 5.11 el costo total para la perforadora de suelos resulta accesible para los que realizan este tipo de trabajos.

En comparación con las perforadoras importadas que utilizan empresas para realizar este tipo de trabajo, esta máquina tiene un costo bajo, facilitando a las pequeñas y medianas empresas puedan acceder a este tipo de maquinaria.

5.8 Análisis financiero.

Para realizar el análisis financiero se considera:

Precio unitario de perforación: 30.00 \$

Promedio mensual que realiza GEOSUELOS al mes: 140 m

El producto de estas dos condiciones da un resultado de: 4200 \$ como se indica en el siguiente flujo de efectivo.

5.8.1 Cálculo de Punto de Equilibrio.

$$PE_{\text{unidades}} = \frac{CF}{PV_q - CV_q}$$

metros a perforar al año

78,98 metros a perforar al mes

Dónde:

PE unidades = Punto de equilibrio en unidades

CF=Costo Fijo

Costo de la maquina	16.023
Mano de Obra anual (980 USD X 12 meses)	11.760
Costo batería anual	150
Costo aceite anual (15 USD x 12 meses)	180

28.112

Cvu= Costo variable unitario

Costo del diésel (1,01 USD / 3 metros)

0,34

PVu= Precio de venta unitario

30

5.8.2 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR).

Para este análisis se considera que el interés del Banco Central de Ecuador es: 4.33 %
(Tasa de interés del banco = Tasa pasiva).

$$TIR = \frac{3144.90 + 3144.90 + 3411.90 + 3144.90 + 3144.90 + 3411.90 + 3144.90 + 3144.90 \dots \dots + 3411.90}{((3144.90 * 1) + (3144.90 * 2) + (3144.90 * 3) + (3144.90 * 4) + (3144.90 * 5) \dots \dots + (3144.90 * 12)}$$

$$TIR = 16.48\%$$

5.8.3 Cálculo del Valor Actual Neto (VAN).

$$VAN = BNA - Inversión$$

$$VAN = \frac{3144.90}{(1 + 0.0433)^1} + \frac{3144.90}{(1 + 0.0433)^2} + \frac{3144.90}{(1 + 0.0433)^3} + \frac{3144.90}{(1 + 0.0433)^4} + \frac{3144.90}{(1 + 0.0433)^5} \dots + \frac{3144.90}{(1 + 0.0433)^{12}}$$

$$VAN = 12,951.80$$

5.8.4 Tabla de costo de perforación por metro:

COSTO TOTAL MAQUINA PERFORADORA DE SUELOS	16.022,80	747,73
COSTO DE MAQUINA MENSUAL	1.335,23	
COSTO DIARIO	44,51	
COSTO POR HORA	5,56	
COSTO POR MINUTOS	0,09	
CADA METRO 15 MINUTOS	1,39	
COSTO DE MANO DE OBRA MENSUAL	980,00	11.760,00
COSTO DIARIO	32,67	
COSTO POR HORA	4,08	
COSTO POR MINUTOS	0,07	
CADA METRO 15 MINUTOS	1,02	
COSTO GALON DIESEL	1,01	
CADA GALON RINDE 3MTS PERFORACION		
COSTO POR METRO PERFORACION	0,34	
COSTO DE BATERIA MENSUAL	12,50	150,00
COSTO DIARIO	0,42	
COSTO POR HORA	0,05	
COSTO POR MINUTOS	0,0009	
CADA METRO 15 MINUTOS	0,01	
COSTO DE ACEITE MENSUAL	15,00	180,00
COSTO DIARIO	0,50	
COSTO POR HORA	0,06	
COSTO POR MINUTOS	0,0010	
CADA METRO 15 MINUTOS	0,02	
TOTAL COSTO POR METRO DE PERFORACION	2,78	

CONCLUSIÓN:

Por medio de la interpretación 947.80 metros en el año para recuperar la inversión realizada considerando así el valor total de la máquina, costos fijos, costos variable y a partir de los de los 949 metros empieza a generar rentabilidad de la misma.

Como se muestra en la tabla 5.12.

CONCLUSIONES

- En el diseño y la construcción de la perforadora de suelos se debe considerar las características geológicas del terreno para realizar la perforación.
- Los materiales utilizados para la fabricación de la perforadora son seleccionados en base a su resistencia y de acuerdo a la función que cumple cada elemento mecánico.
- Para la selección de los rodamientos se debe considerar a que tipos de fuerzas van a estar sometidos estos elementos, a que cuantas revoluciones, cuantas horas de trabajo van a realizar, ya que existe una gama de cojinetes para diferentes aplicaciones.
- En el diseño de cada elemento mecánico se utiliza el esfuerzo de fluencia de cada tipo de material con el cual se asegura que no falle en el momento de realizar la operación.
- Las presiones altas imponen grandes esfuerzos a todos los componentes del sistema hidráulico. Al mismo tiempo se requiere aumentar la confiabilidad para tener operaciones seguras; por lo que, es esencial un mantenimiento preventivo para reducir los períodos de fallas, extender la vida de los componentes y lograr una operación segura de la máquina.
- Se aplicó la teoría aprendida durante toda la carrera de Ingeniería Mecánica y a la vez se obtuvo mayores conocimientos en lo que se refiere al diseño de elementos mecánicos.
- El diseño asegura que la maquina tiene un bajo costo en relación a la importación y responde a la demanda del mercado.

RECOMENDACIONES

- Correctos ajustes y tolerancias son importantes para el buen funcionamiento, por ello se recomienda realizar las perforaciones de las 2 guías de los cilindros y el porta cilindros al mismo tiempo lo cual garantice un mejor alineamiento entre sí.
- Para la instalación hidráulica debe tener precaución en el armado de los diferentes elementos, cuidando de que ningún material extraño ingrese al sistema pues puede producir fallas en las válvulas y otros dispositivos calibrados. Se debe sellar y ajustar con cuidado para no dañar la rosca de estos elementos.
- Se debe utilizar mangueras que facilitan la instalación y eliminan ruidos por las vibraciones propias del funcionamiento de la máquina.
- Antes de poner en funcionamiento la perforadora se debe verificar que no exista ningún elemento ajeno y obstruya el correcto funcionamiento, además es necesario revisar que no exista fugas en las mangueras hidráulicas.
- Verificar los elementos del sistema rotacional (conjunto de piñones cónicos) y transmisión de potencia (catarinas y cadena) se encuentren con la respectiva lubricación y alineados de la manera correcta antes de poner a funcionar la máquina.
- Analizar el comportamiento de los elementos que conforma la máquina como: engranajes, catarinas, ejes, rodamientos, cuñas para determinar si están sometidos a esfuerzos de flexión, torsión, fuerzas radiales, axiales y pandeo de columna.
- Tomar en consideración las características del diseño como: funcionalidad, resistencia, el esfuerzo, distorsión, corrosión, factor de seguridad y la confiabilidad.

MANUAL DE OPERACIÓN



Figura: Máquina perforadora.

Fuente: Los Autores.

Para el funcionamiento la de máquina se debe realizar un control en el área de trabajo, no deben existir escombros, aceite, grasa o elementos que afecte el correcto encendido de la máquina siguiendo los siguientes pasos

- a) Desactivar la palanca de embrague. (1).
- b) Poner en neutro la caja de velocidades. (2).
- c) Encender el motor. (3).

- d) Acelerar la máquina a velocidad de relantín para verificar el funcionamiento de cada elemento de la perforadora.(4)
- e) Verificar el desplazamiento horizontal manipulando la válvula distribuidora. (5).
- f) Comprobar el movimiento vertical. (6).
- g) Regular el caudal de los cilindros hidráulicos por medio de la válvula reguladora (7), dependiendo la dureza del suelo en el que se va a trabajar.

Rango de caudal de (1 a 10 lt/min)

- h) Regular la presión del sistema mediante la válvula reguladora de presión.(8).

Rango de presión (0-726 psi)

- i) Para cambiar la velocidad se realiza los siguientes pasos:
 - El motor acelerado al mínimo.
 - Activar la palanca de embrague.(1).
 - Seleccionar la marcha requerida para realizar la perforación.
 - Desactivar el embrague.
- j) El manómetro indica la presión con la que se opera en los diferentes tipos de suelos. (9).

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Es recomendable que cada equipo tenga su propio registro de mantenimiento

GLOSARIO DE TÉRMINOS

AISC	American Institute Of Steel Construction (Instituto Americano de la Construcción con Acero)
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y del Acero)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de los Ingenieros Mecánicos)
ASTM	American Society for Testing and Material (Sociedad Americana para la Prueba de Materiales)

Acero

Aleación que consiste principalmente en hierro (usualmente más de 98%). También contiene pequeñas cantidades de carbón, silicio, manganeso, azufre, fósforo y otros materiales.

Adhesividad

El efecto de la adhesión es mantener unidas las partículas por lo cual depende de la proporción Agua/Aire.

Barreno

Perforar, hacer un agujero o un hoyo en algún lugar o cosa, penetrando profundamente en ello o atravesándola.

Brecha

Es una roca sedimentaria compuesta aproximadamente en un 50 % de fragmentos angulares de roca de tamaño superior a 2 milímetros unidos por un cemento natural.

Cabrestante

Cabestrante o cabestante (también conocido como malacate o winche y en inglés Winch en algunos países de Hispanoamérica), es un dispositivo mecánico, rodillo o cilindro giratorio, impulsado manualmente, por una máquina o motor eléctrico, con un cable, una cuerda o una maroma, que sirve para arrastrar, levantar y/o desplazar objetos o grandes cargas.

Calcáreas

De un mineral que contiene cal y de la roca sedimentaria cuyos componentes esenciales son los carbonatos de calcio y magnesio.

Capilar

La tensión superficial y las fuerzas de atracción que se ejerce entre moléculas en el seno del fluido se contrarrestan, mas no así en las moléculas superficiales originándose un estado de tensión en toda superficie abierta.

Carga

Denominada a las fuerzas externas que actúan sobre un material

Catas

Las calicatas o catas son una de las técnicas de prospección empleadas para facilitar el reconocimiento geotécnico, estudios edafológicos o pedológicos de un terreno. Son excavaciones de profundidad pequeña a media, realizadas normalmente con pala retroexcavadora.

Concéntrico

Dicho en figuras y de sólidos que tienen un mismo centro o que a su vez giran alrededor de un mismo centro.

Contracción

Es la propiedad que determina el cambio de volumen esto depende de la magnitud del cambio de humedad, de la cantidad y el tipo de arcilla predominante, lo que nos indicara el porcentaje de variación de la muestra de suelo.

Cohesivos

Es la atracción entre moléculas que mantiene unidas las partículas de una sustancia.

Cohesión

Es la atracción relativa entre partículas similares la que da tenacidad y dureza a un suelo haciéndolo resistente a su separación. La cohesión entre las partículas del suelo se debe a dos fenómenos que predominan en distinto grado según el contenido de humedad.

Concreción

Precisión, puntualización, concisión

Crómicos

Son suelos poco profundos, de color pardo fuerte a pardo rojizo, textura de limo arenosa a limo arcillosa y que representan los suelos más extendidos en Sierra Morena.

Disgregación

En pequeños fragmentos, se disuelve, se descompone, se forman nuevos minerales.

Edáfico

Capa superficial, disgregada y de espesor variable que recubre la corteza terrestre procedente de la meteorización mecánica y física de la roca preexistente.

Escarpas

Es una vertiente de roca que corta el terreno abruptamente siendo que corresponden a los saltos o pendientes visibles en las fracturas recientes de la corteza terrestre.

Esfuerzo

Es la reacción interna de los materiales cuando son sometidos a cargas.

Eutrícos

Son suelos de textura arenosa o areno limosa, color pardo y estructura grumosa o granular; están desarrollados sobre granito y son pobres en humus y ligeramente ácido.

Fatiga

Situación de acción de fractura por esfuerzos variables.

Factor de carga

Numero casi siempre mayor que 1.0 usando para incrementar las cargas estimadas que una estructura debe soportar

Freática

Agua que se acumula en el subsuelo, sobre una capa impermeable: las aguas freáticas pueden extraerse mediante pozos. Cuando se realiza un pozo o sondeo, el agua tiende a ascender traspasando la zona (semipermeable o impermeable).

Geotecnia

Es la rama de la Ingeniería que se ocupa del estudio de la interacción de las construcciones con el terreno.

Gravas

Las gravas son acumulaciones sueltas de fragmentos de rocas y que tienen más de dos milímetros de diámetro. Dado el origen, cuando son acarreadas por las aguas las gravas sufren desgaste en sus aristas y son, por lo tanto, redondeadas.

Hinca

Clavar o meter una cosa con punta en otra ejerciendo una presión.

Humus

Materia negruzca que resulta de la descomposición de las materias orgánicas vegetales y animales. Indispensable para el buen equilibrio de la tierra, el humus debe ser aportado regularmente porque se descompone.

“in situ”

En geotécnica, son los ensayos que se realizan sobre un terreno para determinar sus características. En construcción suele emplearse para definir los ensayos de materiales a pie de obra, sobre todo en los elementos de cimentación.

Inserción

Inclusión, introducción, empotramiento, penetración, embutimiento

Limo

El limo o légamo es un material suelto con una granulometría comprendida entre la arena fina y la arcilla. Las partículas intermedias forman el lodo.

Martinete SPT

El ensayo de penetración estándar o SPT (Standard Penetration test), es un tipo de prueba de penetración dinámica, empleada para ensayar terrenos en los que se quiere realizar un reconocimiento geotécnico.

Meteorización

Es la descomposición de la roca en su lugar; sería un proceso estático por el cual la roca se rompe.

Permeabilidad

Es la capacidad que tiene un material de permitirle a un líquido que lo atraviere sin alterar su estructura interna. Se afirma que un material es permeable si deja pasar a través de él una cantidad apreciable de fluido en un tiempo dado, e impermeable si la cantidad de fluido es despreciable.

Prospección

Consiste en el análisis de muestras de sedimentos de arroyos o de suelos o de aguas, o incluso de plantas que puedan concentrar elementos químicos relacionados con una determinada mineralización

Presiómetros

El ensayo consiste en efectuar una puesta en carga lateral progresiva del terreno por medio de una sonda cilíndrica dilatable radialmente que se introduce en el terreno.

Regolíticos

Es el término general usado para designar la capa de materiales no consolidados, alterados, como fragmentos de roca, granos minerales y todos los otros depósitos superficiales, que descansa sobre roca sólida inalterada.

Subangulares

Es cuando la estructura es menos desarrollada, en suelos con escaso contenido de arcilla y materia orgánica se forman terrones redondos y generalmente son menos estables que los angulares

Sustrato

O subsuelo, capa de suelo debajo de la capa superficial del mismo.

SPT

El ensayo de penetración estándar o SPT (Standard Penetration test), es un tipo de prueba de penetración dinámica, empleada para ensayar terrenos en los que se quiere realizar un reconocimiento geotécnico.

Trépanos

Es un dispositivo que se coloca en el final de una sarta de perforación para que rompa, corte y muele las formaciones rocosas mientras se perfora un pozo. Ya sea éste un pozo de gas, agua o petróleo.

Utillaje

Utillaje es un conjunto de instrumentos y herramientas que optimizan la realización de las operaciones de proceso de fabricación, mediante el posicionamiento y sujeción de una pieza o conjunto de piezas a un sistema de referencia, para poder ejecutar operaciones de diversa índole.

Voladuras

Es un método por medio de explosivos, tanto por su dificultad técnica, como por su singularidad y la espectacularidad en la perforación y voladura de las bases de sustentación de un edificio, de tal manera que al producirse la detonación de las cargas explosivas, la edificación entra en colapso y se auto destroza en su caída, compaginando rapidez, seguridad y economía.

Widia

El carburo de wolframio o carburo de tungsteno es un compuesto cerámico formado por wolframio y carbono. Pertenece al grupo de los carburos.

Punto de fusión: 2.870 °C

Densidad: 15,63 g/cm³

Wireline

Se refiere a la tecnología de alambre, utilizada por operadores de pozos de gas y petróleo para bajar equipos o dispositivos de medición a un pozo a efectos de intervenciones en el pozo y de evaluación en el mismo. Se utiliza para ello un alambre de metal, comúnmente de entre 0,092 y 0,125 pulgadas de diámetro.

BIBLIOGRAFÍA

BUDYNAS Richard y NISBETT Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Editorial Mc. Graw Hill, 9^{na} Edición, México, Febrero del 2009.

CRANE, *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*, Editorial McGraw Hill, México 1992.

FAIRES, Viril Moring, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Editorial Limusa, México, 1995.

INTERMEC, *La Transmisión de Potencia de Rodillos*, Tercera Edición

Iván Bohman C.A, *Catálogo de Materiales de Ingeniería*, IBCA, 2010

LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, Editorial Paraninfo, España, 2008

MOTT, Robert. L Y GONZÁLEZ Virgilio, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Editorial Pearson, 4^{ta} Edición, México, 2006.

MOTT, Robert, *Mecánica de Fluidos*, Editorial Pearson, 6^{ta} Edición, México, 2006.

NORTON, Robert, *Diseño de Maquinas*, Editorial McGraw-Hill, España, 2009

SOTELO AVILA, Gilberto, *Fundamentos de Hidráulica General*, Editorial Limusa, México, 1977.

SKF, *Manual de Rodamientos*, 1972.

<http://www.hydromecanica.com/index.php/noticias/60-bombas-de-engranajes>.

<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicasy20Neumaticos/PDF/Tema%201>.

<http://www.interempresas/Feria/Catalogo-general-InnovacionesHidraulicas>.

http://www.serbi.ula./serbiula/libros/Libros/manual_anclaje/pdf/librocompleto

<http://www.uned.es/mecanicadelsueloycimentaciones/mecansueloycimentacion>

<http://www.productos/barrenos-para-todo-tipo-de-suelos-y-clases-de-muestras>.

<http://cursos.aiu.edu/SistemaHidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>.